

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetických zařízení



Analýza tlumiče kmitů

Analysis of shock absorber

Diplomová práce

Autor diplomové práce:

Pavel Rázl

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant diplomové práce:

Ing. Zdeněk Svoboda

Počet stran: **124**

Počet obrázků: **82**

Počet grafů: **25**

Počet tabulek: **15**

Počet příloh: **13**

V Liberci 2011

Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum: 2. 9. 2011

Podpis:

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Tomáši Vítovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, rady a věcné připomínky, které mi poskytl k vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Zdeňku Svobodovi za odborné konzultace a za všechny materiály, které mi byly k této práci poskytnuty a také samotné Monroe Czechia s.r.o. za umožnění tvorby diplomové práce v řadách odborníků a technického zařízení této firmy. V neposlední řadě patří moje poděkování mým rodičům, celé mojí rodině a mým kamarádům a blízkým za neustálou psychickou podporu a ze strany rodičů také za podporu finanční.

Téma:

Analýza tlumiče kmitů

Anotace:

Tato diplomová práce je zaměřena na použití tlumičů kmitů, jejich typy, jejich typické poruchy a další teorii tlumičů. Je ukázán princip činnosti dvouplášťového tlumiče kmitů s popisem jeho základních částí. Popis průtoku při roztahování a stlačování tlumiče s příslušnými hydraulickými schémata. Praktická část je zaměřena na měření útlumu na tlumiči společnosti Monroe, při různé konstrukci a různých teplotách. Je provedena numerická simulace pevnostního namáhání a numerická simulace proudění oleje v pístu tlumiče.

Klíčová slova:

Monroe, tlumič, tlumič kmitů, dvouplášťový tlumič, Bernoulliho princip, proudění, útlum, tlak, pevnost, CFD

Theme:

Analysis of shock absorber

Annotation:

This thesis is focused on the application of the shock absorbers, their types, their typical failures and another theory of dampers. The double tube principle of the operation vibration dampers is shown with the description of its constituent parts. The flow during stretching and compression of the shock absorber with the hydraulic schemes is described. The practical part is aimed at the attenuation measuring of the shock absorber (company Monroe) with the different design and different temperatures. The numerical simulation of stress strength and the numerical flow simulation of oil in the shock absorber piston are performed.

Key words:

Monroe, damper, shock absorber, double tube, Bernoulli principle, flow, damping, pressure, strength, CFD

OBSAH:

Prohlášení	3
Poděkování	4
Anotace	5
1. ÚVOD	14
1.1 Monroe Czechia s.r.o.	14
2. TEORIE TLUMIČŮ KMITŮ	15
2.1 Důvody použití tlumičů kmitů	15
2.2 Kmitání	16
2.3 Pružiny	17
2.3.1 Základní rozdělení pružin	18
2.4 Tlumené kmitání	19
2.5 Tlumič kmitů	19
2.5.1 Rozdělení tlumičů kmitů	20
2.5.2 Rozdělení olejo-pneumatických tlumičů kmitů	21
2.5.3 Porovnání vnitřních tlaků v olejo-pneumatických tlumičích kmitů	23
2.6 Typické problémy při činnosti olejo-pneumatického tlumiče kmitů	23
2.7 Fyzikální princip olejo-pneumatického tlumiče kmitů	26
2.7.1 Ideální (dokonalá) kapalina	26
2.7.2 Skutečná (reálná) kapalina	26
2.7.3 Bernoulliho rovnice	26
2.8 Základní části dvouplášťového tlumiče kmitů	29
2.9 Způsoby průtoku oleje dvouplášťovým tlumičem kmitů	30
2.9.1 Průtoky oleje při roztahování tlumiče kmitů	32
2.9.2 Průtoky oleje při stlačování tlumiče kmitů	35
2.9.3 Hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů v režimu roztahování	39
2.9.4 Hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů v režimu stlačování	40
2.10 Typické výkonnostní křivky tlumiče kmitů	41
3. MĚŘENÍ ÚTLUMOVÝCH SIL TLUMIČE KMITŮ	42
3.1 Typ měřeného tlumiče	42
3.2 Příprava tlumiče na měření	43
3.3 Temperování tlumiče	45

3.4 Měření útlumových sil tlumiče	46
3.4.1 Výkonnostní křivky tlumiče	47
3.4.2 Požadavky firmy Ford	48
3.4.3 Zadání a vyhodnocení jednotlivých variant	50
3.4.4 Porovnání jednotlivých variant	63
3.4.5 Samotný hydraulický útlum tlumiče	68
4. NUMERICKÁ SIMULACE PEVNOSTNÍHO NAMÁHÁNÍ VENTILŮ	72
4.1 Tlak nad pístem a výkonovými ventily pístu	72
4.1.1 Zadané a vypočítané hodnoty	73
4.2 Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu	78
4.2.1 Průběh MKP simulace	79
4.2.2 Hodnoty získané z MKP simulace	82
4.2.3 Vyhodnocení MKP simulace	82
4.3 Ověření vhodnosti použitého materiálu výkonových ventilů pístu	87
5. NUMERICKÁ SIMULACE PROUDĚNÍ OLEJE UVNITŘ TLUMIČE	89
5.1 Příprava na numerickou simulaci	91
5.2 Průběh numerické simulace	95
5.3 Určení zobrazovacích rovin a detailů	96
5.4 Vyhodnocení numerické simulace	99
6. ZÁVĚR	100
Seznam použité literatury	100
Příloha 1: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 1 (rovině symetrie)	101
Příloha 2: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 2 (15°)	104
Příloha 3: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 3 (30°)	105
Příloha 4: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 4 (45°)	106
Příloha 5: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 5 (60°)	107
Příloha 6: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 6 (75°)	108
Příloha 7: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 7 (90°)	109
Příloha 8: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 8 (105°)	110
Příloha 9: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 9 (120°)	111
Příloha 10: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 10 (135°)	112
Příloha 11: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 11 (150°)	113
Příloha 12: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 12 (165°)	114
Příloha 13: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v detailech	115

Seznam použitých obrázků:

Obr. 1.1:	Ukázka tlumičů kmitů společnosti Monroe	14
Obr. 2.1:	Chování automobilu v různých situacích	15
Obr. 2.2:	Charakteristiky pružin	18
Obr. 2.3:	Některé způsoby použití tlumičů kmitů	20
Obr. 2.4:	Teleskopický a otáčivý tlumič	21
Obr. 2.5:	Jednotlivé typy zavěšení a jejich tlumiče	21
Obr. 2.6:	Schéma jednoplášťového až tříplášťového tlumiče kmitů	22
Obr. 2.7:	Základní části jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče	22
Obr. 2.8:	Porovnání vnitřních tlaků jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče	23
Obr. 2.9:	Schematické znázornění disoluce a saturace	24
Obr. 2.10:	Schematické znázornění kavitace	25
Obr. 2.11:	Veličiny při proudění ve vodorovné trubici nestejného průřezu	28
Obr. 2.12:	Důsledky Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity	28
Obr. 2.13:	Dvouplášťový tlumič kmitů a jeho základní části	29
Obr. 2.14:	Prvky v příslušných hydraulických schématech	30
Obr. 2.15:	Průtok vedením pístnice a příslušné hydraulické schéma	30
Obr. 2.16:	Průtok pístem a příslušné hydraulické schéma	31
Obr. 2.17:	Průtok spodní výkonovou částí a příslušné hydraulické schéma	31
Obr. 2.18:	Falešné průtoky přes vnitřní plášť a příslušné hydraulické schéma	32
Obr. 2.19:	Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku pístu	33
Obr. 2.20:	Průtok díky deformacím výkonových ventilů pístu	33
Obr. 2.21:	Součet účinků tlumící síly od obou průtoků v pístu	33
Obr. 2.22:	Restrikce průtoku počtem otvorů v pístu	34
Obr. 2.23:	Ostatní tvarové restrikce průtoku v pístu	34
Obr. 2.24:	Součet všech škrtících účinků do výsledného průběhu tlumící síly pístu ...	34
Obr. 2.25:	Průtok posunem zpětného ventilu spodní výkonové části	35
Obr. 2.26:	Restrikce průtoku počtem otvorů ve spodní výkonové části	35
Obr. 2.27:	Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku pístu	36
Obr. 2.28:	Průtok posunem zpětného ventilu pístu	36
Obr. 2.29:	Restrikce průtoku počtem otvorů v pístu	36
Obr. 2.30:	Průtok mezi pístním kroužkem a pláštěm tlumiče	37

Obr. 2.31:	Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku spodní výkonové části	37
Obr. 2.32:	Průtok díky deformacím výkonových ventilů spodní výkonové části	37
Obr. 2.33:	Restrikce průtoku počtem otvorů ve spodní výkonové části	38
Obr. 2.34:	Ostatní tvarové restrikce průtoku ve spodní výkonové části	38
Obr. 2.35:	Hydraulické schéma tlumiče v režimu roztahování	39
Obr. 2.36:	Hydraulické schéma tlumiče v režimu stlačování	40
Obr. 2.37:	Ukázka typických výkonnostních křivek tlumiče	41
Obr. 3.1:	Znázornění tlumiče Ford 344 (FOCUS) v řezu	43
Obr. 3.2:	Znázornění pístu tlumiče v řezu	43
Obr. 3.3:	Sestavování tlumiče na montážním stole	44
Obr. 3.4:	Plnění vnitřní a vnější části tlumiče olejem	44
Obr. 3.5:	Řez tlumiče s popisy jednotlivých částí při plnění olejem a dusíkem	45
Obr. 3.6:	Temperovací zařízení CTS	46
Obr. 3.7:	Měření tlumiče na hydrodynamickém zařízení IST	46
Obr. 3.8:	Roztahování a stlačování tlumiče v praxi	48
Obr. 3.9:	Rozměry jednotlivých výkonových ventilů	50
Obr. 3.10:	Skladba ventilů varianty 1	51
Obr. 3.11:	Skladba ventilů varianty 2	54
Obr. 3.12:	Skladba ventilů varianty 3	57
Obr. 3.13:	Skladba ventilů varianty 4	60
Obr. 3.14:	Schéma vyhodnocení útlumových sil na PC vyvolaných třením	68
Obr. 4.1:	Výkonové ventily v řezu 3D modelu pístu	72
Obr. 4.2:	Veličiny obsažené ve výpočtech tlaku a v MKP simulaci	73
Obr. 4.3:	Hodnoty použitého tlumičového oleje FUCHS	75
Obr. 4.4:	Řez použitým 3D modelem sestavy pro MKP simulaci	79
Obr. 4.5:	Objemová síť na modelu sestavy v MKP simulaci	79
Obr. 4.6:	Fixní uchycení jednotlivých ploch z pohledu ze shora	80
Obr. 4.7:	Fixní uchycení jednotlivých ploch z pohledu ze zdola	80
Obr. 4.8:	Umístění p_{vi} jako externího zatížení	81
Obr. 4.9:	Umístění F_{pri} jako externího zatížení	81
Obr. 4.10:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,052$ m/s)	83
Obr. 4.11:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,130$ m/s)	83
Obr. 4.12:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,262$ m/s)	84
Obr. 4.13:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,393$ m/s)	84

Obr. 4.14:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,524$ m/s)	85
Obr. 4.15:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 1,048$ m/s)	85
Obr. 4.16:	Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 1,570$ m/s)	86
Obr. 5.1:	Píst tlumiče Ford 344 (FOCUS)	89
Obr. 5.2:	Model sestavy pístu tlumiče Ford 344 (FOCUS)	89
Obr. 5.3:	Řez modelem sestavy pístu tlumiče s popisem všech dílů	90
Obr. 5.4:	Deformovaná ventilová sada v modelu sestavy pístu tlumiče	91
Obr. 5.5:	Polovina symetrického modelu sestavy	92
Obr. 5.6:	Objem určený pro numerickou simulaci	93
Obr. 5.7:	Výpočetní síť v objemu modelu s definovaným vstupem	94
Obr. 5.8:	Výpočetní síť v objemu modelu s definovaným výstupem a zdí	94
Obr. 5.9:	Závislost přesnosti výpočtů na počtu iteračních kroků	95
Obr. 5.10:	Závislost rozdílů hmotnostních toků na počtu iteračních kroků	96
Obr. 5.11:	Umístění všech zobrazovacích rovin na modelu pístu tlumiče	97
Obr. 5.12:	Zobrazení detailů A a B	97
Obr. 5.13:	Zobrazení detailů C, D, E, F, G a H	98
Obr. 5.14:	Názornější zobrazení detailu E	98

Seznam použitých grafů:

Graf 3.1:	Výkonnostní křivky	47
Graf 3.2:	Výkonnostní křivky požadované firmou Ford	49
Graf 3.3:	Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 1	52
Graf 3.4:	Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 1	52
Graf 3.5:	Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 1	53
Graf 3.6:	Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 2	55
Graf 3.7:	Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 2	55
Graf 3.8:	Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 2	56
Graf 3.9:	Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 3	58
Graf 3.10:	Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 3	58
Graf 3.11:	Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 3	59
Graf 3.12:	Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 4	61
Graf 3.13:	Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 4	61

Graf 3.14:	Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 4	62
Graf 3.15:	Porovnání celkových průměrných výkonnostních křivek varianty 1,2,3 ...	63
Graf 3.16:	Rozdíly celkových průměrných útlumových sil mezi variantou 1,2,3	64
Graf 3.17:	Porovnání celkových průměrných výkonnostních křivek varianty 1,4	65
Graf 3.18:	Porovnání výkonnostních křivek varianty 1,4 s požadavky firmy Ford	66
Graf 3.19:	Ověření splnění požadavků firmy Ford u varianty 1 a 4	67
Graf 3.20:	Detail průměrných výkonnostních křivek a hydraulického útlumu	71
Graf 4.1:	Závislost velikosti objemového průtoku oleje na rychlosti pístnice	77
Graf 4.2:	Závislost velikosti tlaku nad výkonovými ventily na rychlosti pístnice	77
Graf 4.3:	Závislost velikosti rozdílu tlaku na rychlosti pístnice	78
Graf 4.4:	Závislost velikosti maximálního napětí na rychlosti pístnice	86
Graf 4.5:	Závislost velikosti maximálního ohybu na rychlosti pístnice	87

Seznam použitých tabulek:

Tab. 3.1:	Požadované hodnoty útlumových sil firmy Ford	49
Tab. 3.2:	Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 1	51
Tab. 3.3:	Útlumové síly varianty 1	51
Tab. 3.4:	Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 2	54
Tab. 3.5:	Útlumové síly varianty 2	54
Tab. 3.6:	Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 3	57
Tab. 3.7:	Útlumové síly varianty 3	57
Tab. 3.8:	Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 4	60
Tab. 3.9:	Útlumové síly varianty 4	60
Tab. 3.10:	Tření bez a s bočním zatížením varianty 1	69
Tab. 3.11:	Útlumové a třecí síly bez a s bočním zatížením varianty 1	70
Tab. 4.1:	Hodnoty jednotlivých průměrů použitých ve výpočtech	74
Tab. 4.2:	Zadané a výsledné hodnoty z výpočtů	74
Tab. 4.3:	Zadané a výsledné hodnoty z MKP simulace	82
Tab. 4.4:	Mechanické vlastnosti materiálu DIN 17222 (CK101)	88

Seznam použitých zkratek a symbolů:

ΔF_i	[N] rozdíl průměrných útlumových sil
Δl	[m] rozdíl délek před stlačením a po stlačení pružiny
Δp_i	[Pa] rozdíl tlaku
ρ	[kg·m ⁻³] hustota kapaliny
σ_D	[MPa] dovolené napětí v tahu
$\sigma_{\max i}$	[MPa] maximální napětí ve výkonových ventilech pístu
d_i	[mm] vnitřní průměr výkonového ventilu
D_i	[mm] vnější průměr výkonového ventilu
D_{p1}	[m] vnitřní průměr pláště tlumiče
D_{p2}	[m] průměr pístnice
D_{v1}	[m] vnější průměr mezikruží nad výkonovými ventily pístu
D_{v2}	[m] vnitřní průměr mezikruží nad výkonovými ventily pístu
F	[N] velikost síly působící na pružinu (těleso)
F_{hi}	[N] průměrná hydraulická útlumová síla
F_i	[N] celková průměrná útlumová síla od obou tlumičů
F_{i1}	[N] průměrná útlumová síla 1. tlumiče
F_{i2}	[N] průměrná útlumová síla 2. tlumiče
F_{iBBZ}	[N] celková průměrná útlumová síla bez bočního zatížení
F_{ihp}	[N] horní mez požadované útlumové síly firmy Ford
F_{ip}	[N] průměrná požadovaná útlumová síla firmy Ford
F_{iSBZ}	[N] celková průměrná útlumová síla s bočním zatížením
F_{isp}	[N] spodní mez požadované útlumové síly firmy Ford
$F_{M \max}$	[N] celková maximální útlumová síla vyvolaná třením
F_{pri}	[N] síla od pružiny
F_{ti1BBZ}	[N] průměrná třecí síla 1. tlumiče bez bočního zatížení
F_{ti1SBZ}	[N] průměrná třecí síla 1. tlumiče s bočním zatížením
F_{ti2BBZ}	[N] průměrná třecí síla 2. tlumiče bez bočního zatížení
F_{ti2SBZ}	[N] průměrná třecí síla 2. tlumiče s bočním zatížením
F_{tiBBZ}	[N] celková průměrná třecí síla bez bočního zatížení
F_{tiSBZ}	[N] celková průměrná třecí síla s bočním zatížením
g	[m·s ⁻²] gravitační konstanta

h	[m]	výška
i_t	[-]	počet iteračních kroků MKP simulace
k	[N·m ⁻¹]	tuhost pružiny
m	[kg]	hmotnost kapaliny
p	[Pa]	tlak v kapalině
p_{pi}	[Pa]	tlak nad pístem
p_{vi}	[Pa]	tlak nad výkonovými ventily pístu
Q_{vi}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok oleje
S_p	[m ²]	plocha mezi vnitřním pláštěm a pístnicí
S_v	[m ²]	plocha mezikruží nad výkonovými ventily pístu
t_i	[mm]	tloušťka výkonového ventilu
u_z	[-]	počet elementů objemové sítě
v	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění
V	[m ³]	objem kapaliny
v_i	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu pístnice tlumiče
y_{maxi}	[mm]	maximální ohyb výkonových ventilů pístu

1. ÚVOD:

Tato diplomová práce vznikla za účasti Monroe Czechia s.r.o. s cílem podrobněji popsat tlumič kmitů Ford 344 (FOCUS). V teorii tlumičů kmitů se seznámíme se současnými poznatky o konstrukci, použití i s principy funkce samotných tlumičů. Díky měření útlumových sil tlumiče zjistíme, jak se mění jeho útlumová síla při různém konstrukčním uspořádání ventilů a teplotě a jestli některá z variant splňuje požadavky dané firmou Ford. Pomocí numerické simulace pevnostního namáhání zjistíme velikosti maximálního napětí výkonových ventilů a jejich maximální ohyb, přičemž budeme moci rozhodnout, jestli daný materiál ventilů vyhovuje či nikoliv. Na závěr bude pomocí numerické simulace proudění oleje ukázáno, jak vypadají rychlostní pole a proudnice v jednotlivých místech tlumiče v režimu roztahování. To může být využito pro možnou budoucí optimalizaci jednotlivých dílů. Podrobnější popis jednotlivých kapitol je vždy u příslušné kapitoly hned v jejím úvodu.

1.1 Monroe Czechia s.r.o.:

Monroe Czechia s.r.o. je významnou součástí nadnárodní společnosti Tenneco Inc. Vyrábí se zde tlumičové a výfukové systémy pro automobilový průmysl. Tlumiče Monroe a výfuky Gillet a Walker používají přední výrobci automobilů. Z Monroe Czechia se distribuuje OEM díly pro automobilky Škoda, VW, Audi, Seat, Ford, Mazda, Volvo a další. Závod se přímo zabývá aplikovaným vývojem ve spolupráci se zmíněnými automobilkami. Společnost byla přejmenována na Monroe Auto Equipment Company v roce 1919 a v roce 1926 představila jako první na světě tlumič. Jako první na světě vynalezla v roce 1929 obousměrný hydraulický tlumič. V Sint-Truiden v Belgii dnes sídlí technické a inženýrské centrum (METC).



Obr. 1.1: Ukázka tlumičů kmitů společnosti Monroe

2. TEORIE TLUMIČŮ KMITŮ:

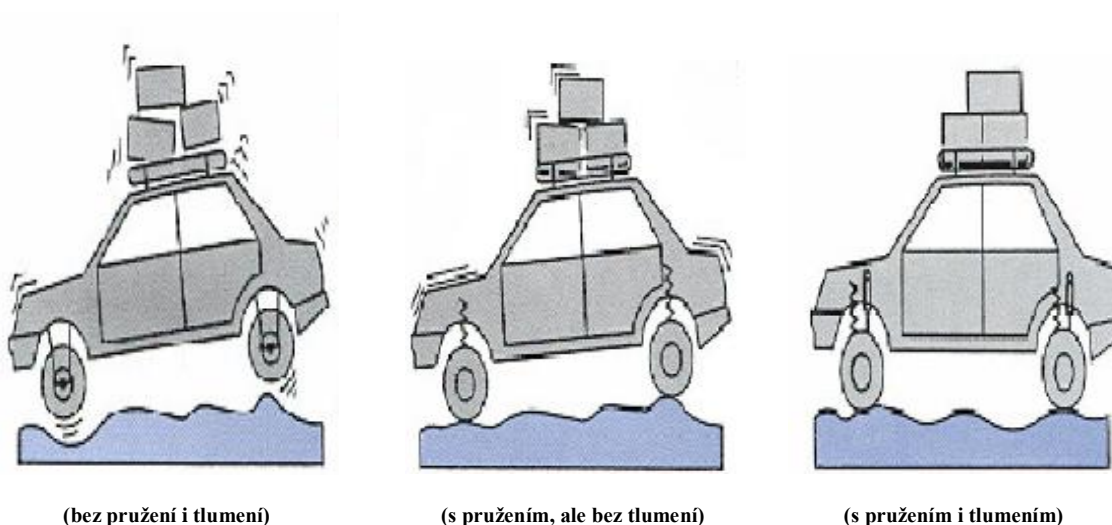
V této kapitole, která se jmenuje teorie tlumičů kmitů je popsáno základní rozdělení a použití tlumičů kmitů. Jsou zde uvedeny problémy, které se vyskytují při činnosti tlumičů s jejich názorným popisem. Na samotném fyzikálním principu se dozvíme, jak samotný tlumič funguje a u dvouplášťového tlumiče je detailně rozložen průtok oleje jednotlivými částmi, v obou jeho režimech (roztahování i stlačování). Na závěr jsou popsány typické výkonnostní křivky tlumiče kmitů, ale pouze částečně, protože tímto problémem se zabývá celá další kapitola.

2.1 Důvody použití tlumičů kmitů:

Nejčastější použití tlumičů je u silničních motorových vozidel, kde se tlumiče umísťují paralelně k pružinám mezi kolo (nápravu) a rám či karoserii. U automatických zavíračů dveří tlumič zpomaluje pohyb a brání prudkým nárazům. U bubnových automatických praček se umísťuje mezi buben a skříň, aby tlumil otřesy při ždímání. Použití je i u motocyklů a novějších jízdních kol a všude tam, kde potřebujeme tlumení nárazů a také tlumení kmitů pružin.

Použití tlumičů kmitů u kol automobilu:

- Uchovávají kola v kontaktu s povrchem silnice
- Stabilizují vozidlo
- Zajišťují komfortní a plynulou jízdu



Obr. 2.1: Chování automobilu v různých situacích

2.2 Kmitání:

Též oscilace nebo kmitavý děj, je změna typicky v čase, nějaké veličiny vykazující opakování nebo tendenci k němu. Kmitající systém se často nazývá oscilátor. Dochází-li k přenosu kmitání prostorem, hovoří se o vlnění (např. elektromagnetické vlnění). Kmitání se vyskytuje v různých oblastech vědy.

Pravděpodobně nejznámější je mechanické kmitání (též kmitavý pohyb, oscilační pohyb nebo vibrace), což je takový mechanický pohyb hmotného bodu (popř. tělesa), při kterém je tento hmotný bod vázán na určitou rovnovážnou polohu. Hmotný bod se při svém pohybu vzdaluje od této rovnovážné polohy pouze do určité konečné vzdálenosti. Příkladem kmitavého pohybu je pohyb kyvadla, který je označován jako kývání. Kmitající veličinou nemusí být pouze poloha tělesa, ale např. hustota látky, tlak (hovoří se o pulzaci) nebo jiná mechanická veličina.

Kmitající hmotný bod (těleso) vykoná jeden kmit, pokud projde celou dráhu a vrátí se do své původní polohy. U obecného kmitavého děje lze za jeden kmit považovat návrat do původního stavu systému. Doba, která je nezbytná k vykonání jednoho kmitu se nazývá perioda kmitu. Počet kmitů za časovou jednotku (obvykle jednu sekundu) je označován jako kmitočet (frekvence). Absolutní hodnota okamžité výchylky se nazývá velikostí okamžité výchylky. Největší velikost okamžité výchylky se nazývá amplituda (výkmit, rozkmit).

Dělení kmitání podle tlumení kmitů:

- **Netlumené kmitání** - při kmitání nedochází k transformaci energie na teplo (nedochází k tlumení kmitavého pohybu).
- **Tlumené kmitání** - při kmitání se část energie kmitů transformuje na teplo (např. v důsledku tření nebo odporu prostředí), což ovlivňuje kmitání (nejčastěji postupným zmenšováním amplitudy).

Působení vnější síly na kmitající systém se označuje jako buzení (též budící nebo vynucující síla).

Dělení kmitání podle vlivu buzení:

- **Volné kmitání** - je kmitání soustavy bez působení vnějších sil, tzn. soustava je vychýlena z rovnováhy, uvolněna a ponechána v pohybu bez působení buzení. Volné kmitání je popsáno homogenními diferenciálními rovnicemi. U lineárního kmitání jsou volné kmity lineární kombinací vlastních kmitů.
- **Vlastní kmitání** - jsou kmity soustav, na které nepůsobí buzení. Vlastní kmity jsou vlastní čísla získaná řešením diferenciální rovnice popisující dané kmitání. Frekvence vlastních kmitů se označuje jako vlastní frekvence (kmitočet).
- **Nucené (vynucené) kmitání** - je ovlivňováno buzením.

2.3 Pružiny:

Pružiny jsou zařízení využívané k zachycení a akumulaci sil, tlumení rázů a chvění. Obvyklé chování pružiny je takové, že pružina působí silou závislou na velikosti její výchylky z klidové polohy a ve směru proti této výchylce. Charakteristika pružiny je obecně křivka, vyjadřující závislost mezi silou působící na pružinu a její pružnou deformací. U mnoha reálných pružin, především u často užívané šroubové tlačné pružiny, či torzních tyčí, je tato závislost téměř lineární. V grafickém vyjádření je to tedy úsečka. Sklon této úsečky udává tuhost pružiny.

Tuhost pružiny:

Tuhost pružiny je fyzikální veličina, která je charakteristická pro každé stlačitelné těleso. Na rozdíl od modulu pružnosti se týká celého tělesa, nikoliv jen materiálu, jímž je tvořeno. Tuhost pružiny se vypočítá dle vzorce (2.1).

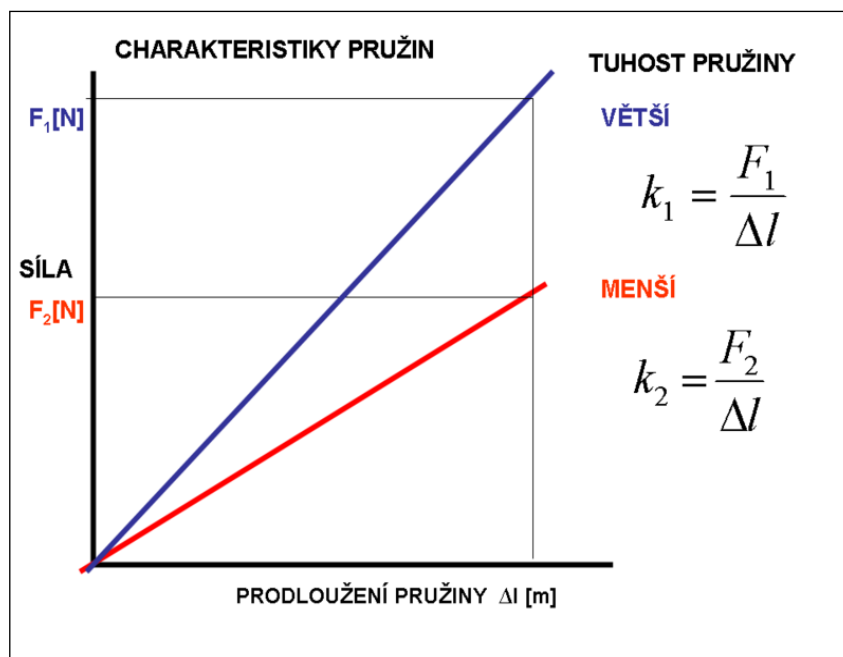
$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (2.1)$$

k [N·m⁻¹] - tuhost pružiny

F [N] - velikost síly působící na pružinu (těleso)

Δl [m] - rozdíl délek před stlačením a po stlačení pružiny

Převrácená hodnota tuhosti se nazývá poddajnost [m·N⁻¹].



Obr. 2.2: Charakteristiky pružin

2.3.1 Základní rozdělení pružin:

- **Kovové pružiny**
 - **Pružiny namáhané ohybem**
 - Listové pružiny
 - Pružnice
 - Šroubovité pružiny zkrutné
 - Spirálové pružiny
 - **Pružiny namáhané krutem**
 - Šroubovité pružiny válcové (tažné a tlačné)
 - Šroubovité pružiny kuželové
 - Zkrutné tyče
 - **Pružiny namáhané kombinovaně**
 - Talířové pružiny
 - Kroužkové pružiny
- **Pryžové pružiny**
 - Gumové špalky
 - Gumové dorazy
 - Gumová lana
- **Pneumatické pružiny**

2.4 Tlumené kmitání:

Tlumené kmitání je takové kmitání, při kterém dochází v důsledku působení vnějších sil ke zmenšování amplitudy kmitů. Toto působení se označuje jako tlumení. Při tlumeném kmitání se část energie oscilátoru přenáší do okolí. To má za následek postupné zmenšování amplitudy. Amplituda se zmenšuje, až dojde k zastavení oscilací a kmitavý pohyb ustane. Většina reálných fyzikálních jevů na makroskopické úrovni se vyznačuje tlumením.

Například při mechanických pohybech je tlumení obvykle spojeno s odporem prostředí (pohyb tělesa v plynném nebo kapalném prostředí) nebo třením (a to jak vnější tření na rozhraní pohybujících se těles, tak také vnitřní tření materiálu vytvářejícího vazbu, např. pružiny). Při studiu elektromagnetismu se lze setkat s elektrickým odporem.

2.5 Tlumič kmitů:

Tlumič kmitů je technické zařízení, které klade odpor prudkým pohybům. Slouží k tlumení nárazů a tlumí také kmity pružin, zejména u kol a náprav vozidel, čímž brání rozkmitání soustavy. Z fyzikálního hlediska tlumič absorbuje a rozptyluje energii a na rozdíl od pružin nemá žádnou vlastní frekvenci.

Použití tlumičů kmitů:

- **Automobily**
 - Kola
 - Nápravy
 - Řízení
 - Kabiny
 - Sedadla
- **Ostatní**
 - Motocykly
 - Jízdní kola
 - Ostatní vibrační stroje



Obr. 2.3: Některé způsoby použití tlumičů kmitů

2.5.1 Rozdělení tlumičů kmitů:

- **Deformační tlumič** - je tvořen například blokem gumy (silentblok). Hodí se pro velmi malé rozkmity.
- **Třecí tlumič** - funguje na základě mechanického tření mezi dvěma navzájem pohyblivými částmi. Podléhá rychlému opotřebení, proto se dnes už nepoužívá.
- **Olejo-pneumatický tlumič** - je dnes nejpoužívanější. Tvoří jej válec naplněný olejem s perforovaným pístem. Při pohybu pístu ve válci se olej protlačuje otvory z jedné komory do druhé, případně z vnitřního do vnějšího válce. Může mít navíc na konci válce plynovou komůrku, oddělenou pohyblivou přepážkou. Dopouštěním oleje do tlumiče lze měnit neutrální polohu tlumiče, jak to dělají některé automobily (například luxusní vozy Citroen). Protože plyn je na rozdíl od oleje stlačitelný, plní některé olejo-pneumatické tlumiče zároveň funkci odpružení.
- **Pneumatický tlumič**
- **Elektromagnetický tlumič**

2.5.2 Rozdělení olejo-pneumatických tlumičů kmitů:

- **Dle mechaniky pohybu**
 - Teleskopický (výsuvný) tlumič
 - Otáčivý tlumič



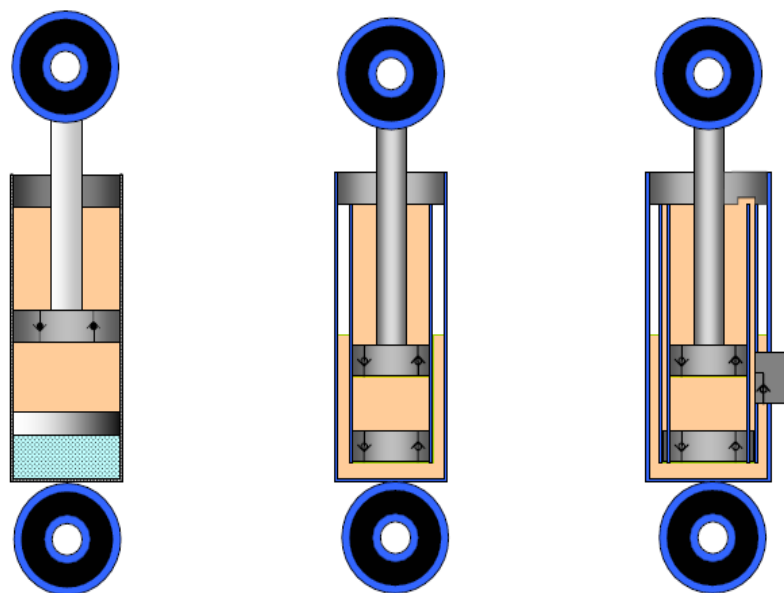
Obr. 2.4: Teleskopický a otáčivý tlumič

- **Dle typu zavěšení**
 - Samostatný tlumič
 - Sdružená pružící a tlumící jednotka
 - Vzpěra typu McPherson

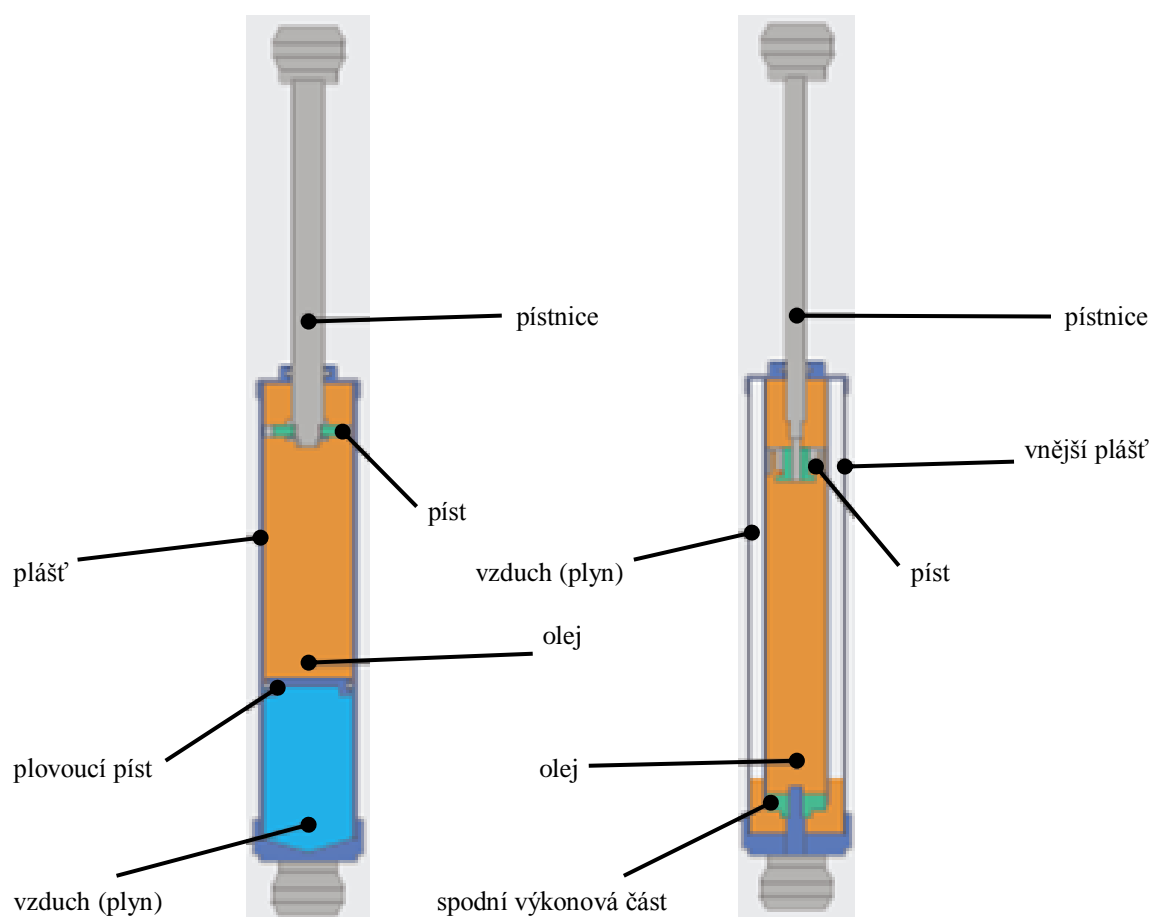


Obr. 2.5: Jednotlivé typy zavěšení a jejich tlumiče

- **Dle hydrauliky**
 - Jednoplášťový tlumič (Mono tube)
 - Dvoupplášťový tlumič (Double tube)
 - Tříplášťový tlumič (elektronicky řízené tlumiče někdy vyžadují tři pláště)



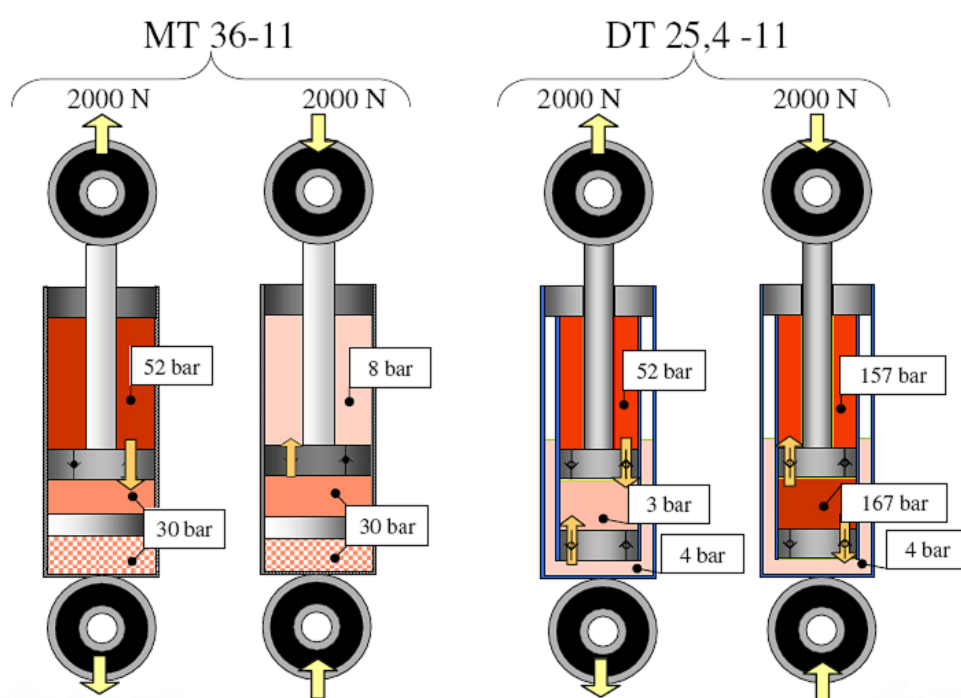
Obr. 2.6: Schéma jednoplášťového až tříplášťového tlumiče kmitů



Obr. 2.7: Základní části jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče

2.5.3 Porovnání vnitřních tlaků v olejo-pneumatických tlumičích kmitů:

Porovnání se provádí dle obr. 2.8 mezi jednovláškovým a dvouvláškovým tlumičem kmitů, které jsou uváděny pod označením společnosti Monroe Czechia s.r.o. Stlačování i roztahování obou tlumičů probíhá při stejné síle 2 000 N. První číslo v označení obou tlumičů (36 a 25,4) vyjadřuje průměr pístu a druhé číslo (11) vyjadřuje průměr pístnice. Na obrázku je znázorněno rozložení tlaku uvnitř obou tlumičů při jednotlivých režimech pohybu. Navíc je zde patrné, že směr proudění oleje (značeno šipkami) je vždy z místa o vyšším tlaku do místa o tlaku nižším.



Obr. 2.8: Porovnání vnitřních tlaků jednovláškového a dvouvláškového tlumiče

2.6 Typické problémy při činnosti olejo-pneumatického tlumiče kmitů:

- Tření pístu
- Netěsnosti (prosakování oleje)
- Zpoždování
 - Tření ventilu
 - Stlačitelnost oleje
 - Zavzdušňování
- Vliv teploty
- Disoluce, saturace a kavitace

Vliv teploty:

- Expanze (rozpínavost) plynu: $p \cdot V/T = \text{konst.}$
- Délková roztažnost oceli: $12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
- Objemová roztažnost oleje: $780 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Tlak plynu se zvýší v důsledku:

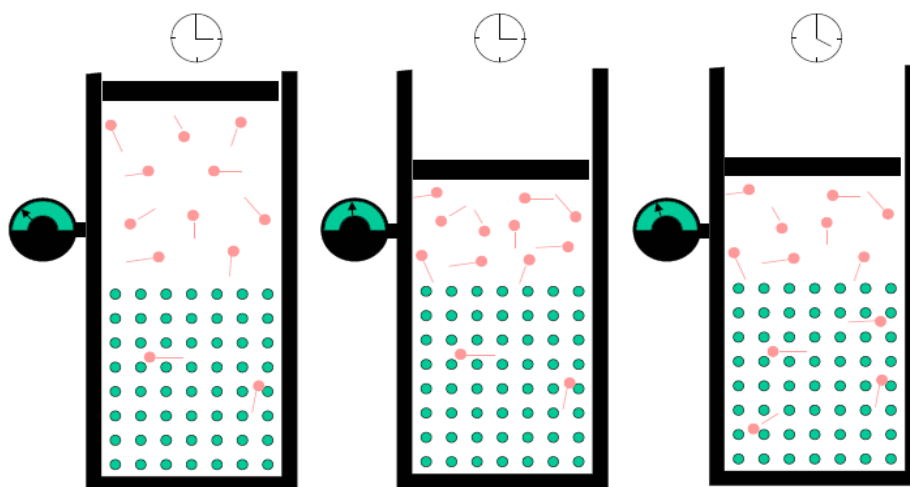
- Zvýšení teploty (T)
- Snížení objemu (V)

Disoluce:

- Má obecně význam rozkladu nebo rozpuštění.
- Dochází k rozpouštění dusíku v oleji v tlumiči kmitů.

Saturace:

- Má obecně význam nasycení.
- Je-li nad kapalinou plyn o určitém dílčím tlaku, bude se tento plyn v kapalině rozpouštět.
- Toto syčení probíhá nejdříve rychle, pak se zpomaluje, až se zastaví. Je dosaženo stavu **úplného nasycení – saturace**.
- Rozdílná rozpustnost je daná jednak růzností plynů, tak i kapalin. V oleji se za stejných podmínek rozpouští asi 5 x více dusíku než v krvi.

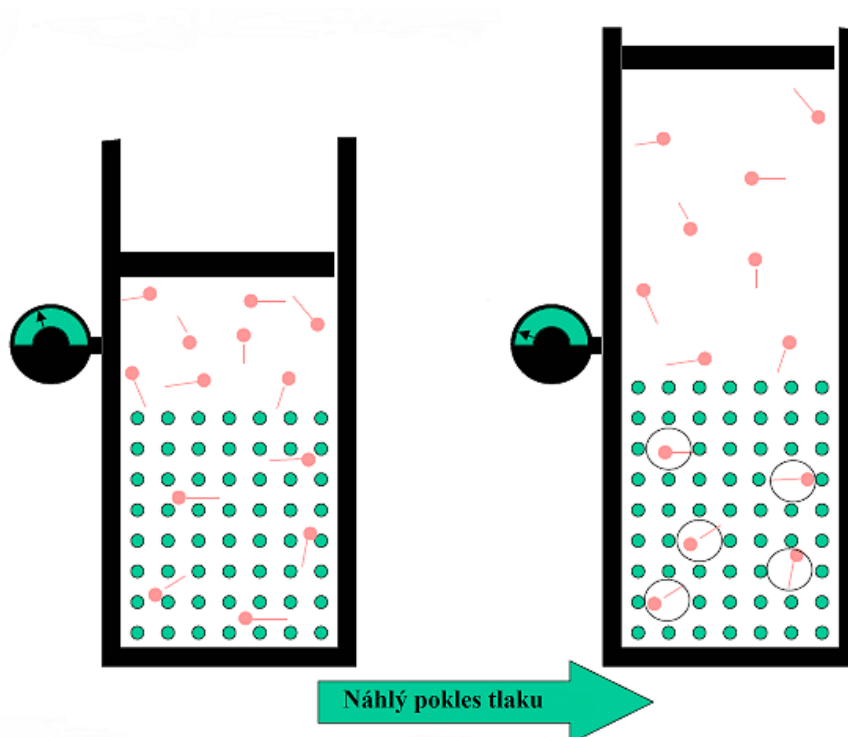


Obr. 2.9: Schematické znázornění disoluce a saturace

Kavitace:

Vzniká v tlumičích kmitů v důsledku saturace. Z latinského *cavitas*, neboli dutina. Jedná se o vznik dutin v kapalině při lokálním poklesu tlaku, následovaný jejich implozí. Pokles tlaku může být důsledkem lokálního zvýšení rychlosti (tzv. hydrodynamická kavitace), případně průchodu intenzivní akustické vlny v periodách zředění (akustická kavitace).

Kavitace je zpočátku vyplněna vakuem, později se vyplní párou okolní kapaliny nebo do ní mohou difundovat plyny z okolní kapaliny. Při vymizení podtlaku, který kavitaci vytvořil, její bublina kolabuje za vzniku rázové vlny s destruktivním účinkem na okolní materiál. Kavitace vzniká například na lopatkách lodních šroubů, turbín, na čerpadlech a dalších zařízeních, která se velkou rychlostí pohybují v kapalině. Kavitace způsobuje hluk, snižuje účinnost strojů a může způsobit i jejich mechanické poškození. Na vznik kavitace má vliv především velikost podtlaku, soudržnost (povrchové napětí) kapaliny a teplota. Čím je teplota nižší, tím menší je kavitace.



Obr. 2.10: Schematické znázornění kavitace

2.7 Fyzikální princip olejo-pneumatického tlumiče kmitů:

V tlumiči kmitů dochází k proudění kapaliny (oleje) a to vždy z místa vyššího tlaku (vyšší tlakové potenciální energie) do místa nižšího tlaku (nižší tlakové potenciální energie). Dochází ke škrcení oleje a proudění je popsáno Bernoulliho rovnicí.

2.7.1 Ideální (dokonalá) kapalina:

Má na rozdíl od skutečné kapaliny tyto vlastnosti:

- Je dokonale nestlačitelná a bez vnitřního tření.
- Matematický popis jejího chování je poměrně jednoduchý a používá se k modelovému zkoumání mechanických vlastností kapalin.
- Ideální kapalinu lze získat jako speciální případ ideální tekutiny, pokud je hustota tekutiny (v celém objemu tekutiny a za všech podmínek) konstantní, tzn. $\rho = \text{konst.}$ V takovém případě je objemová deformace nulová, tzn. stlačitelnost je nulová, což znamená, že kapalina je nestlačitelná.

2.7.2 Skutečná (reálná) kapalina:

Má na rozdíl od ideální kapaliny vnitřní tření a dá se mírně stlačit.

Popis reálné kapaliny je velmi složitý. Fyzika proto využívá některé idealizace, které umožňují lepší popis reálných jevů, než jaké poskytuje ideální kapalina. Mezi tyto idealizace patří kapalina, která není stlačitelná, ale má vnitřní tření. Taková kapalina se označuje jako vazká (nebo viskózní) kapalina. Dále se zavádí nestlačitelná kapalina (tedy kapalina, která nemění objem a její hustota zůstává konstantní) a kapalina stlačitelná (její hustota závisí na tlaku kapaliny).

2.7.3 Bernoulliho rovnice:

Rovnice vyjadřuje **zákon zachování mechanické energie** pro proudění ideální kapaliny, ve vodorovném potrubí. Mění-li se ve vodorovné trubici nestejného průřezu velikost rychlosti proudící kapaliny, mění se rovněž její kinetická energie. V zúžené části trubice má tedy kapalina větší kinetickou energii než v její širší části. Podle zákona zachování mechanické energie se musí přírůstek kinetické energie ΔE_k kapaliny v užším

průřezu trubice projevít úbytkem její potenciální energie ΔE_p tak, aby celková mechanická energie kapaliny zůstala stejná. První člen v Bernoulliho rovnici představuje **kinetickou energii**, druhý člen **tlakovou potenciální energii** objemové jednotky kapaliny a třetí člen (gravitační) **potenciál**, ve kterém se kapalina nachází.

Součet kinetické energie a potenciální energie (tlakové + gravitační) je ve všech místech trubice stejný.

Za předpokladu, že $E_k + E_p + E_g = \text{konst.}$, potom platí:

$$\frac{1}{2}mv^2 + pV + mgh = \text{konst.} \quad (2.2)$$

Vztažením energie na jeden kilogram tekutiny (vydělením hmotností) dostaneme tzv. energetický tvar rovnice:

$$\frac{1}{2}v^2 + \frac{pV}{m} + gh = \text{konst.} \quad (2.3)$$

Nebo tlakový tvar rovnice:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p + \rho gh = \text{konst.} \quad (2.4)$$

Případně výškový tvar rovnice:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h = \text{konst.} \quad (2.5)$$

Vyjádření Bernoulliho rovnice pro plyny je složitější, protože u plynů se velmi podstatně se změnou tlaku mění i jejich hustota.

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] - hustota kapaliny

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] - rychlost proudění

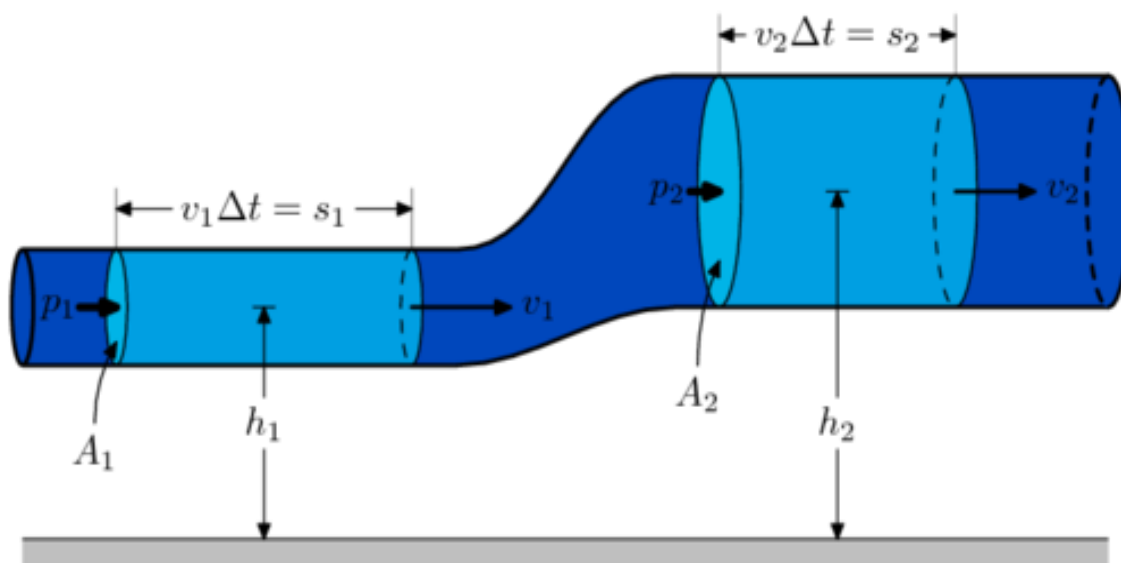
p [Pa] - tlak v kapalině

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - gravitační konstanta

h [m] - výška

m [kg] - hmotnost kapaliny

V [m^3] - objem kapaliny

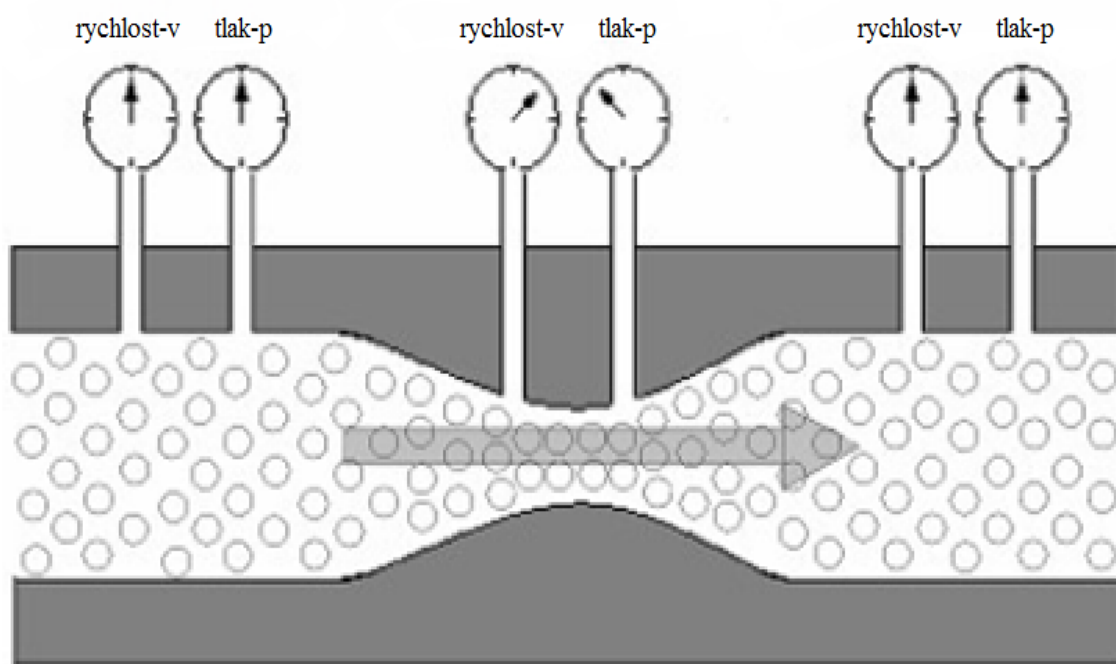


Obr. 2.11: Veličiny při proudění ve vodorovné trubici nestejného průřezu

Důsledky Bernoulliho rovnice:

V místě s větším průřezem má proudící kapalina větší tlak, ale menší rychlost, zatímco v místě s menším obsahem průřezu má menší tlak, ale větší rychlost. Fakt, že při větším průřezu je rychlost kapaliny menší, je důsledkem rovnice kontinuity.

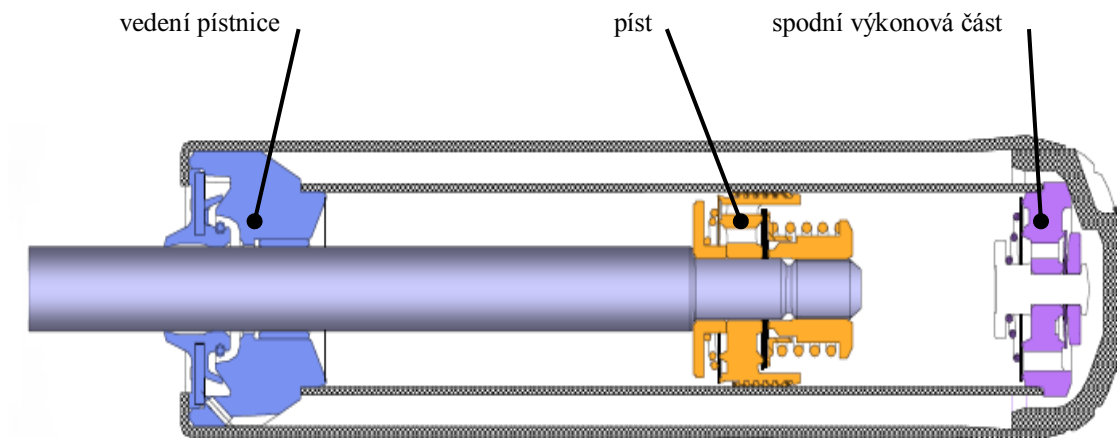
Pokud je $A_2 > A_1 \rightarrow v_2 < v_1 \rightarrow$ pak je $p_2 > p_1$



Obr. 2.12: Důsledky Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity

2.8 Základní části dvouplášťového tlumiče kmitů:

Na obr. 2.13 jsou znázorněny základní části dvouplášťového tlumiče kmitů. Jsou znázorněny pouze ty části, které mají přímý vliv na průtok oleje. Podrobnější popis jednotlivých částí není cílem této práce, ale píst bude v následujících kapitolách podrobněji popsán, protože jsou na tuto část další kapitoly zaměřeny.



Obr. 2.13: Dvouplášťový tlumič kmitů a jeho základní části

Jednotlivé části plní v tomto tlumiči kmitů určité funkce:

Vedení pístnice:

- Vedení pístnice
- Těsnění pístnice
- Odvod oleje

Píst:

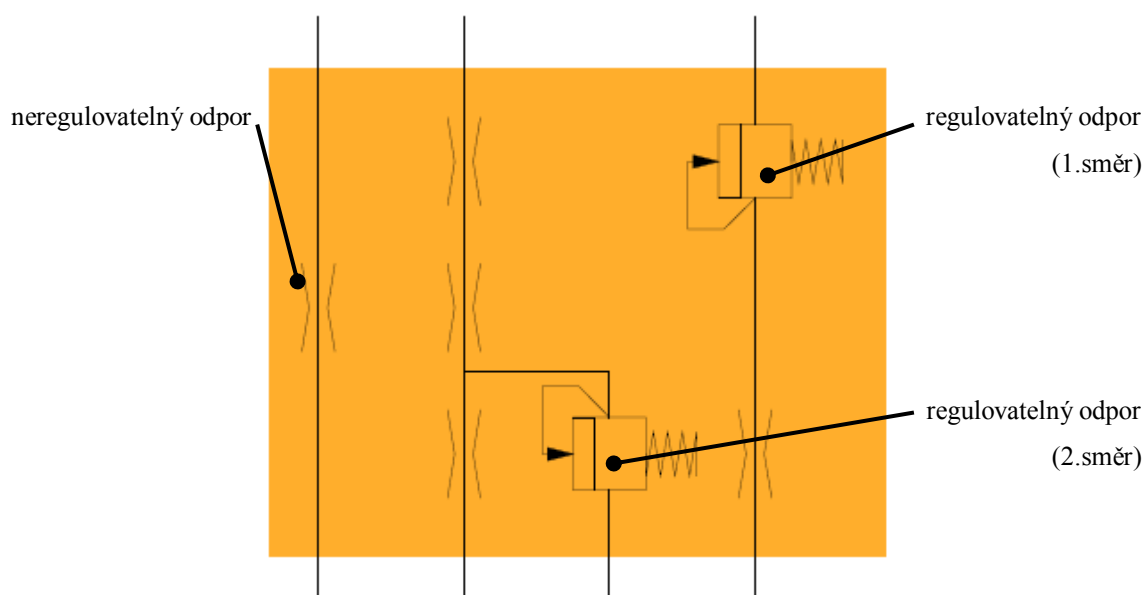
- Výkonová část
- Zpětný ventil
- Vedení

Spodní výkonová část:

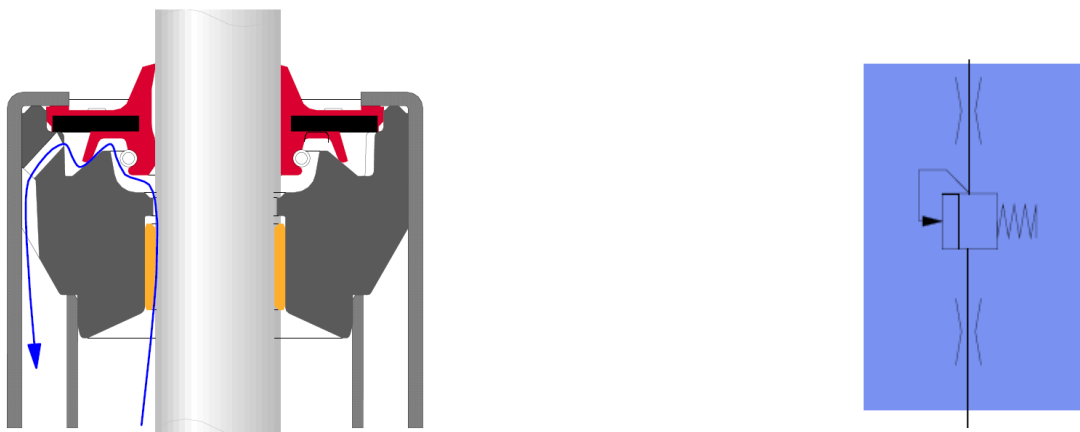
- Výkonová část
- Zpětný ventil

2.9 Způsoby průtoku oleje dvouplášťovým tlumičem kmitů:

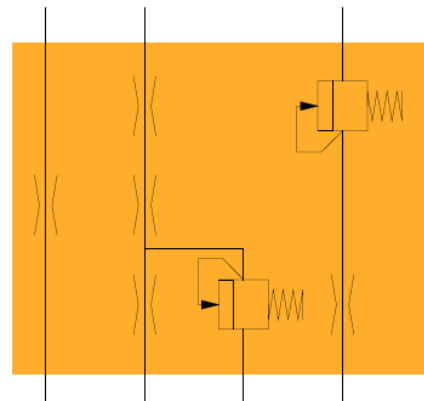
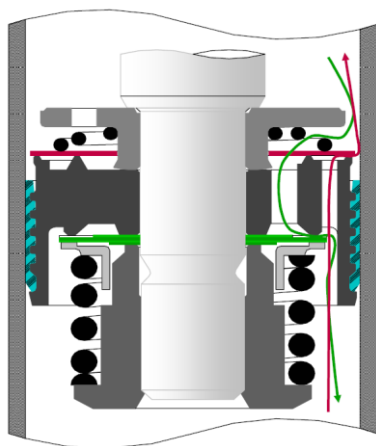
Na jednotlivých obrázcích jsou znázorněny všechny průtoky oleje základními částmi dvouplášťového tlumiče kmitů a zároveň jsou u těchto částí zobrazena příslušná hydraulická schémata. Na většině schématech jsou dle obr. 2.14 patrné dva hydraulické prvky. V obou případech se jedná o odpory, přičemž jeden je neregulovatelný (otvory a různé tvarové restriktce) a druhý je regulovatelný. U regulovatelného odporu se většinou jedná o výkonové ventily, které se vlivem tlaku deformují a u kterých můžeme měnit jejich průměry a počet. Na rozdíl od neregulovatelných odporů může protékat olej regulovatelnými odpory v našem případě pouze v jednom směru.



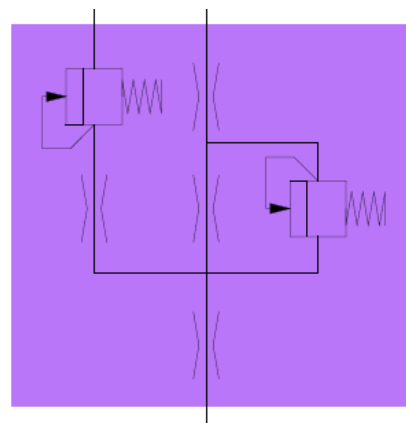
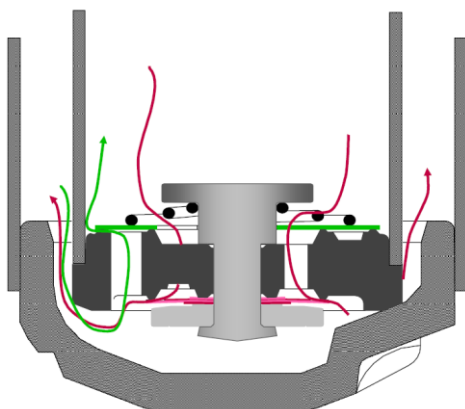
Obr. 2.14: Prvky v příslušných hydraulických schématech



Obr. 2.15: Průtok vedením pístnice a příslušné hydraulické schéma



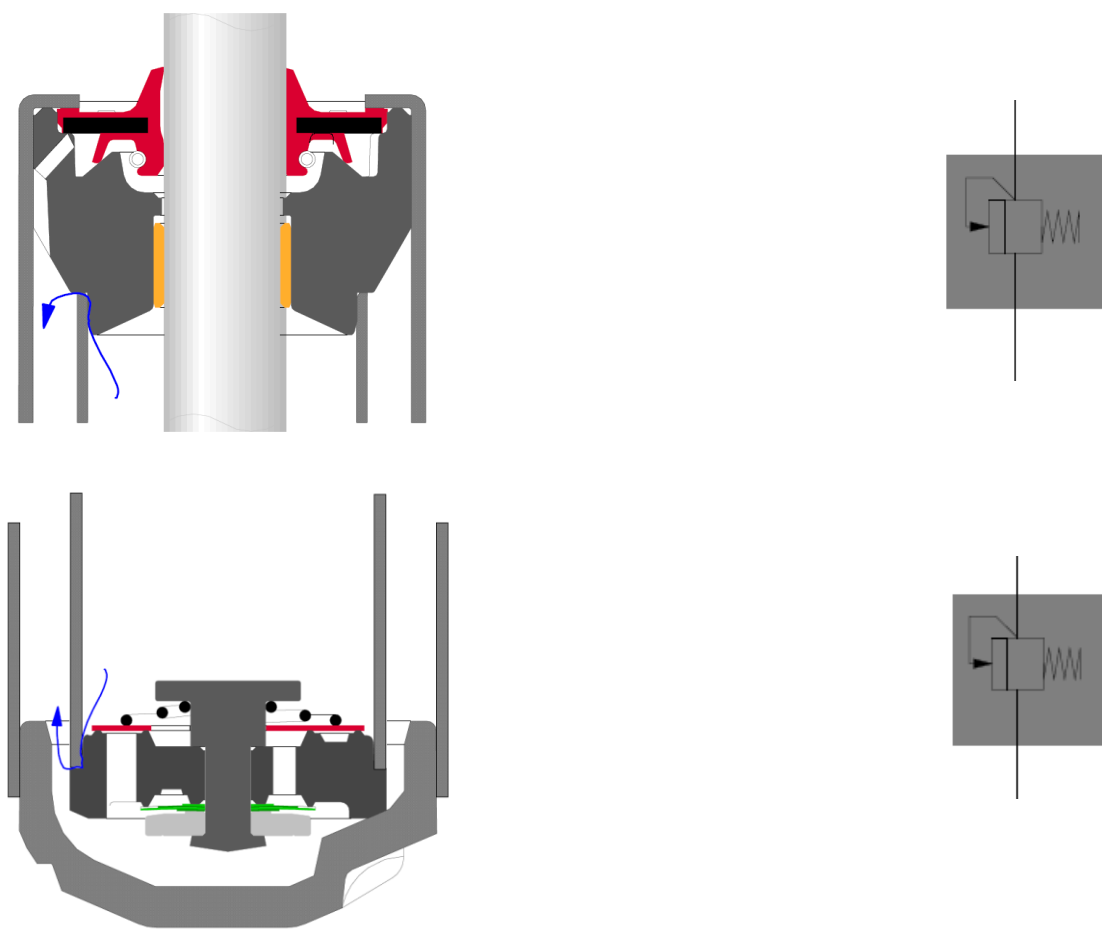
Obr. 2.16: Průtok pístem a příslušné hydraulické schéma



Obr. 2.17: Průtok spodní výkonovou částí a příslušné hydraulické schéma

- Směr průtoku oleje při roztahování tlumiče kmitů
- Směr průtoku oleje při stlačování tlumiče kmitů

Průtok pístem a průtok spodní výkonovou částí v režimu roztahování i stlačování bude podrobněji popsán i s jeho elementárním rozpadem, který bude navíc jednotlivě znázorněn příslušným prvkem v daném hydraulickém schématu.



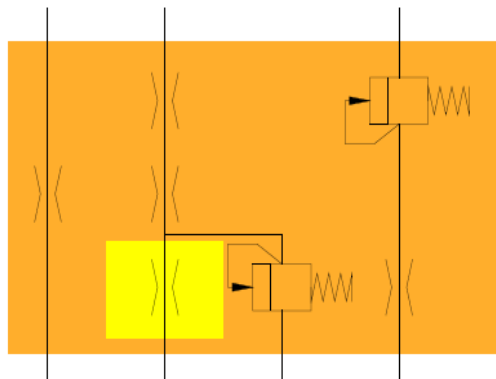
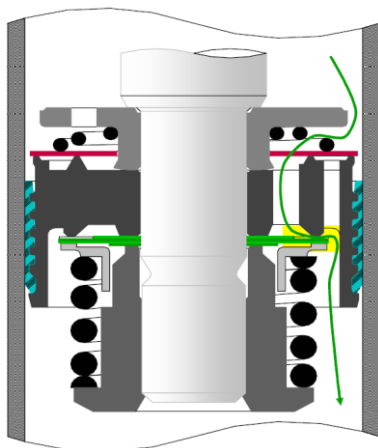
Obr. 2.18: Falešné průtoky přes vnitřní plášť a příslušné hydraulické schéma

2.9.1 Průtoky oleje při roztahování tlumiče kmitů:

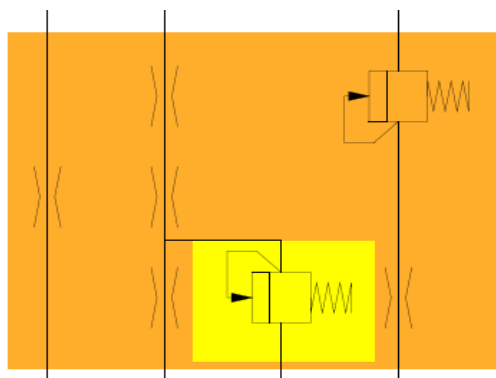
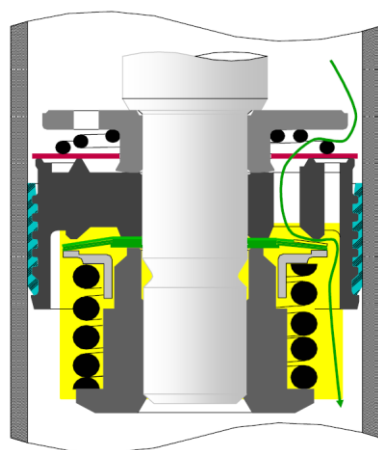
Na obr. 2.19 až obr. 2.26 jsou znázorněny elementární rozpady průtoků, vytvářející celkový roztahovací tlumicí účinek a to na obou výkonových částech, což znamená na pístu a na spodní výkonové části. Na příslušném hydraulickém schématu dané výkonové části je zvýrazněn příslušný hydraulický prvek, který označuje danou elementární část průtoku. Při roztahování tlumiče kmitu probíhá průtok oleje hlavním regulovatelným odporem (deformované výkonové ventily), který je umístěn v pístu.

Největšího útlumu je dosaženo právě při roztahování tlumiče kmitů a to právě v pístu. Z tohoto důvodu se budeme v následujících kapitolách zabývat převážně touto částí dvouplášťového tlumiče kmitů a to u příslušného tlumiče firmy Monroe.

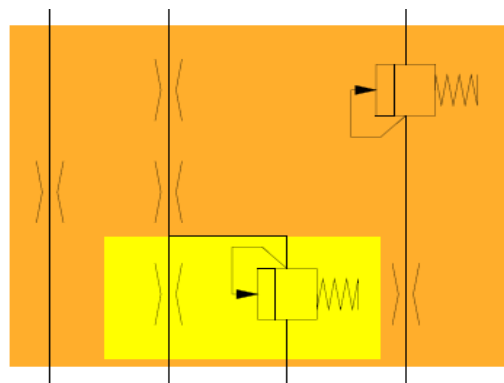
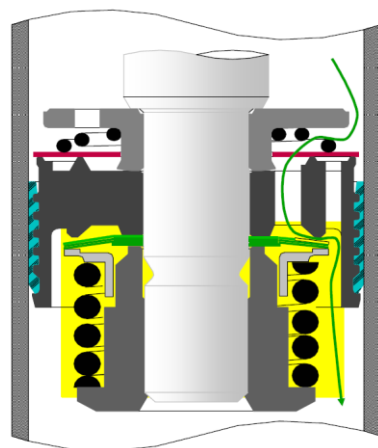
Průtok pístem:



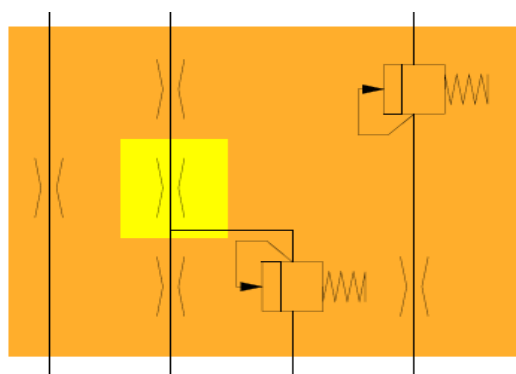
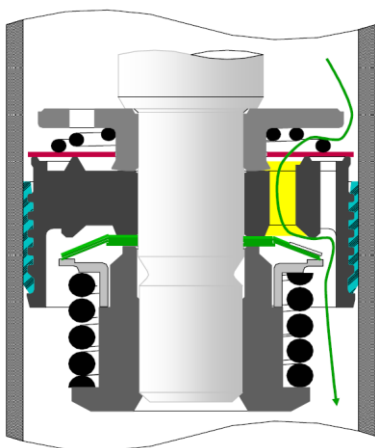
Obr. 2.19: Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku pístu



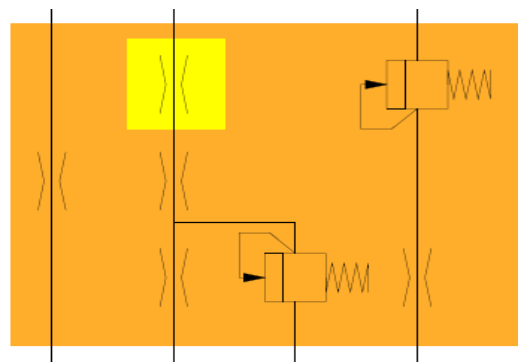
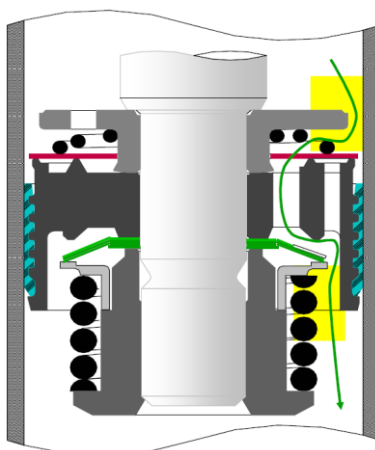
Obr. 2.20: Průtok díky deformacím výkonových ventilů pístu



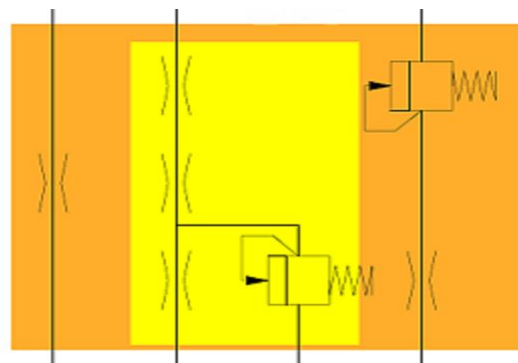
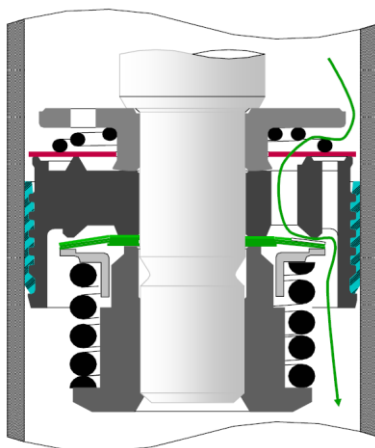
Obr. 2.21: Součet účinků tlumící síly od obou průtoků v pístu



Obr. 2.22: Restrikce průtoku počtem otvorů v pístu

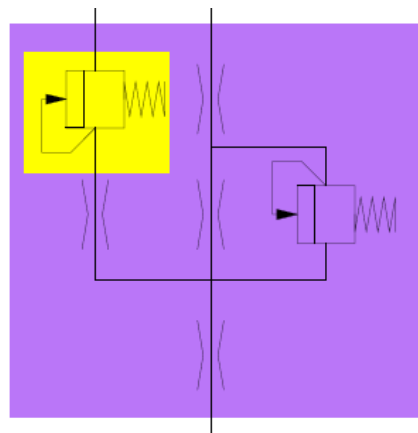
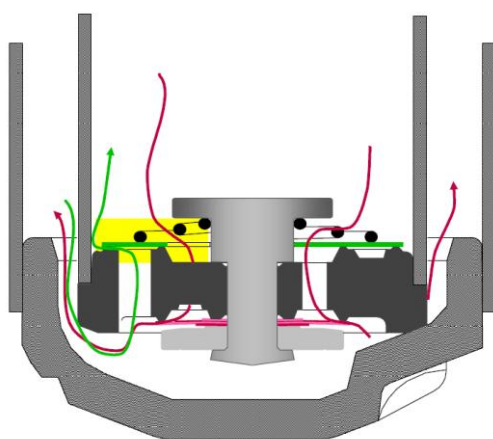


Obr. 2.23: Ostatní tvarové restrikce průtoku v pístu

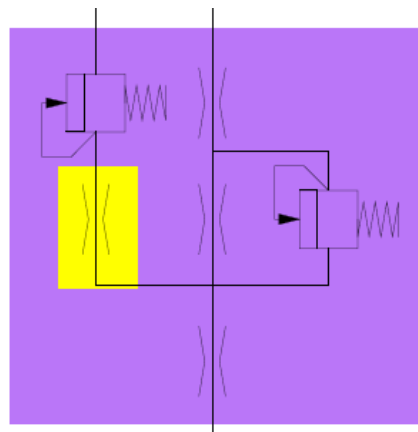
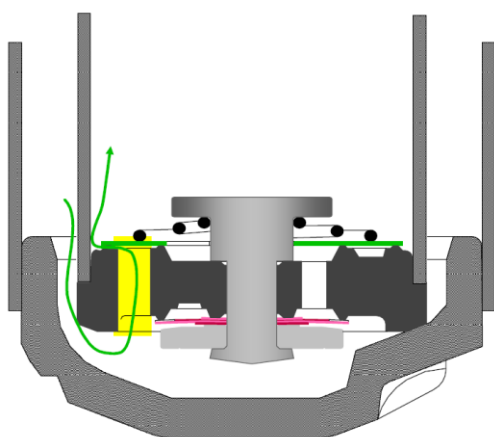


Obr. 2.24: Součet všech škrtících účinků do výsledného průběhu tlumící síly pístu

Průtok spodní výkonovou částí:



Obr. 2.25: Průtok posunem zpětného ventilu spodní výkonové části

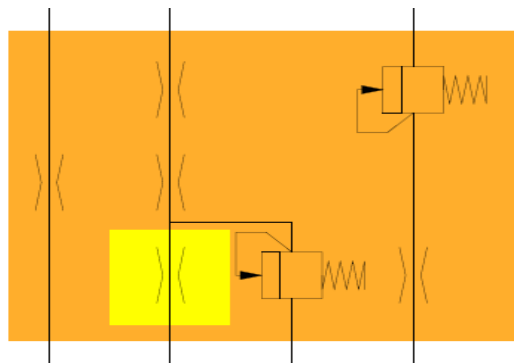
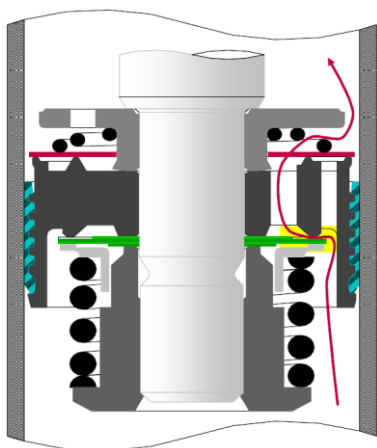


Obr. 2.26: Restrikce průtoku počtem otvorů ve spodní výkonové části

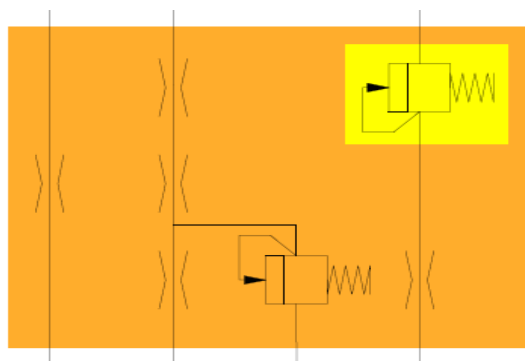
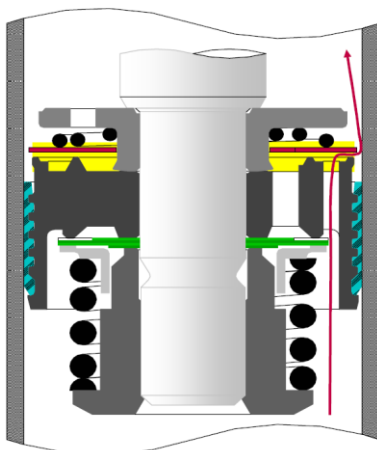
2.9.2 Průtoky oleje při stlačování tlumiče kmitů:

Na obr. 2.27 až obr. 2.34 jsou znázorněny elementární rozpady průtoků, vytvářející celkový stlačovací tlumící účinek a to na obou výkonových částech, s příslušnými hydraulickými schématy jako při roztahování tlumiče kmitů. Při stlačování tlumiče kmitu probíhá průtok oleje hlavním regulovatelným odporem (deformované výkonové ventily), který je umístěn ve spodní výkonové části.

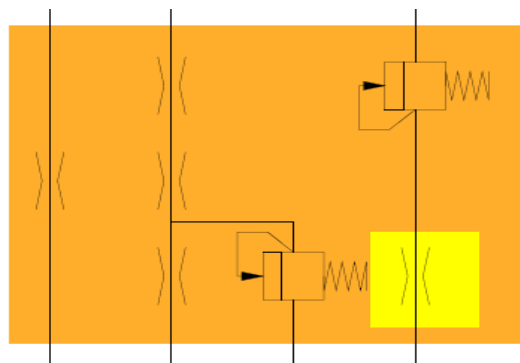
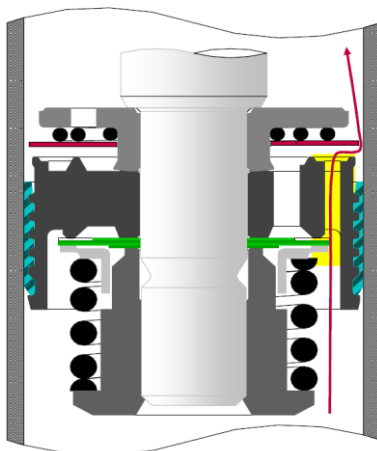
Průtok pístem:



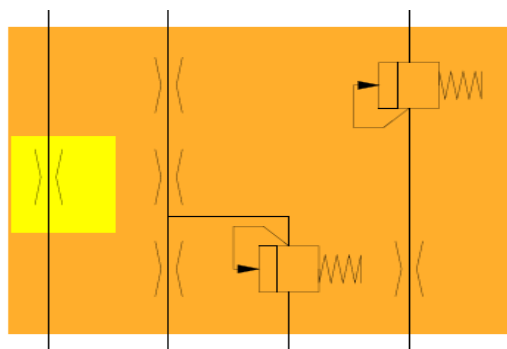
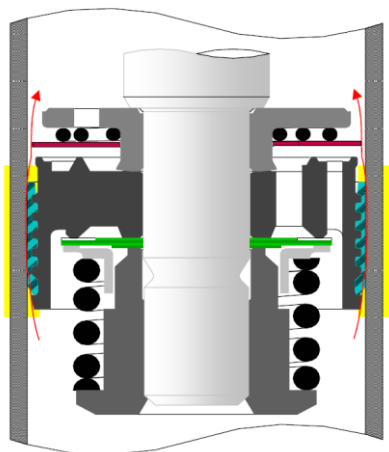
Obr. 2.27: Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku pístu



Obr. 2.28: Průtok posunem zpětného ventilu pístu

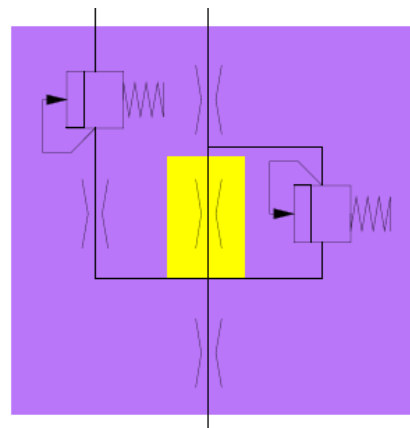
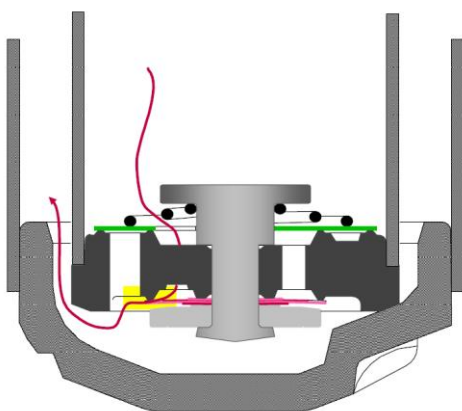


Obr. 2.29: Restrikce průtoku počtem otvorů v pístu

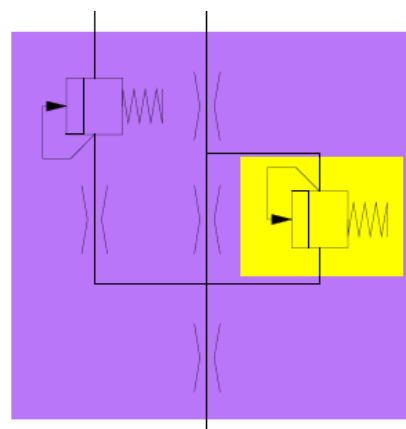
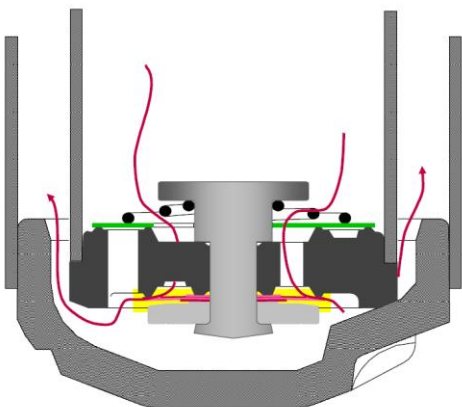


Obr. 2.30: Průtok mezi pístním kroužkem a pláštěm tlumiče

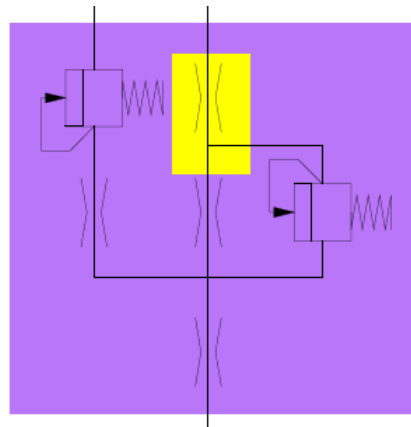
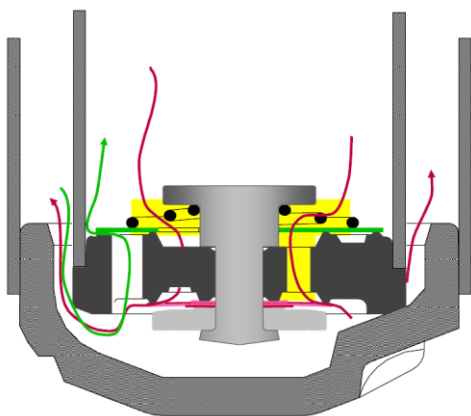
Průtok spodní výkonovou částí:



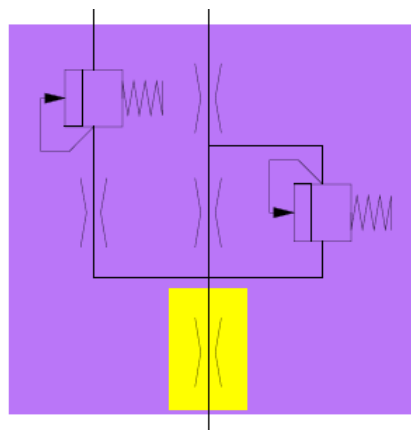
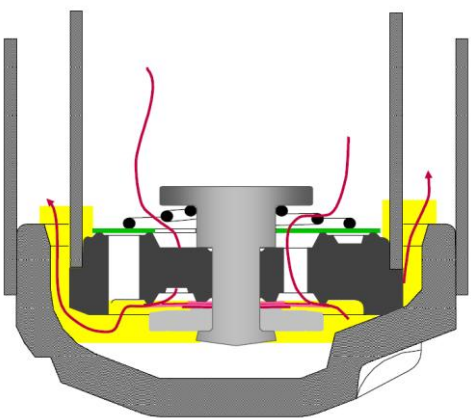
Obr. 2.31: Průtok přes otvory ve ventilu stálého průtoku spodní výkonové části



Obr. 2.32: Průtok díky deformacím výkonových ventilů spodní výkonové části



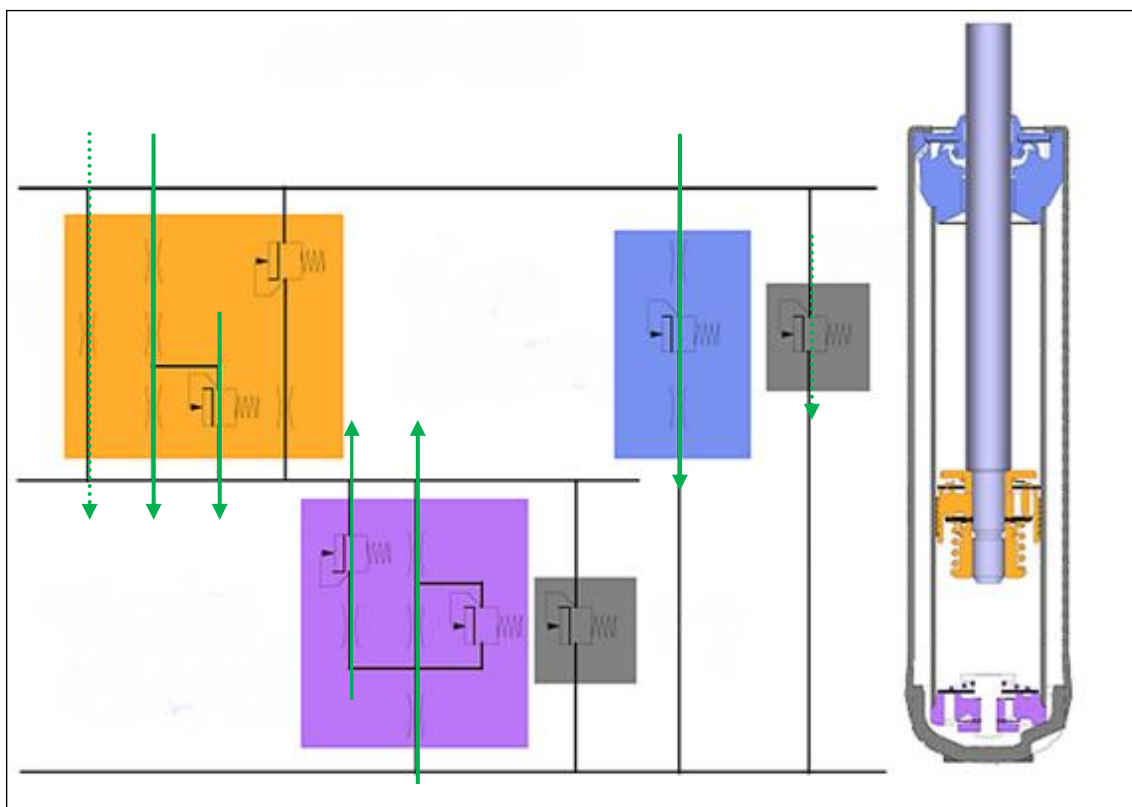
Obr. 2.33: Restrikce průtoku počtem otvorů ve spodní výkonové části



Obr. 2.34: Ostatní tvarové restrikce průtoku ve spodní výkonové části

2.9.3 Hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů v režimu roztahování:

Na obr. 2.35 je znázorněno celkové hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů, které je sestaveno z hydraulických schémat jednotlivých částí, které jsou v tlumiči obsaženy. Zelenou šipkou jsou znázorněny všechny směry průtoku v celém tlumiči při režimu roztahování. Zelená tečkovaná šipka zase znázorňuje průtok při netěsnostech mezi jednotlivými částmi. Detailní zobrazení průtoku v jednotlivých částech daného tlumiče v režimu roztahování bylo již ukázáno dříve.



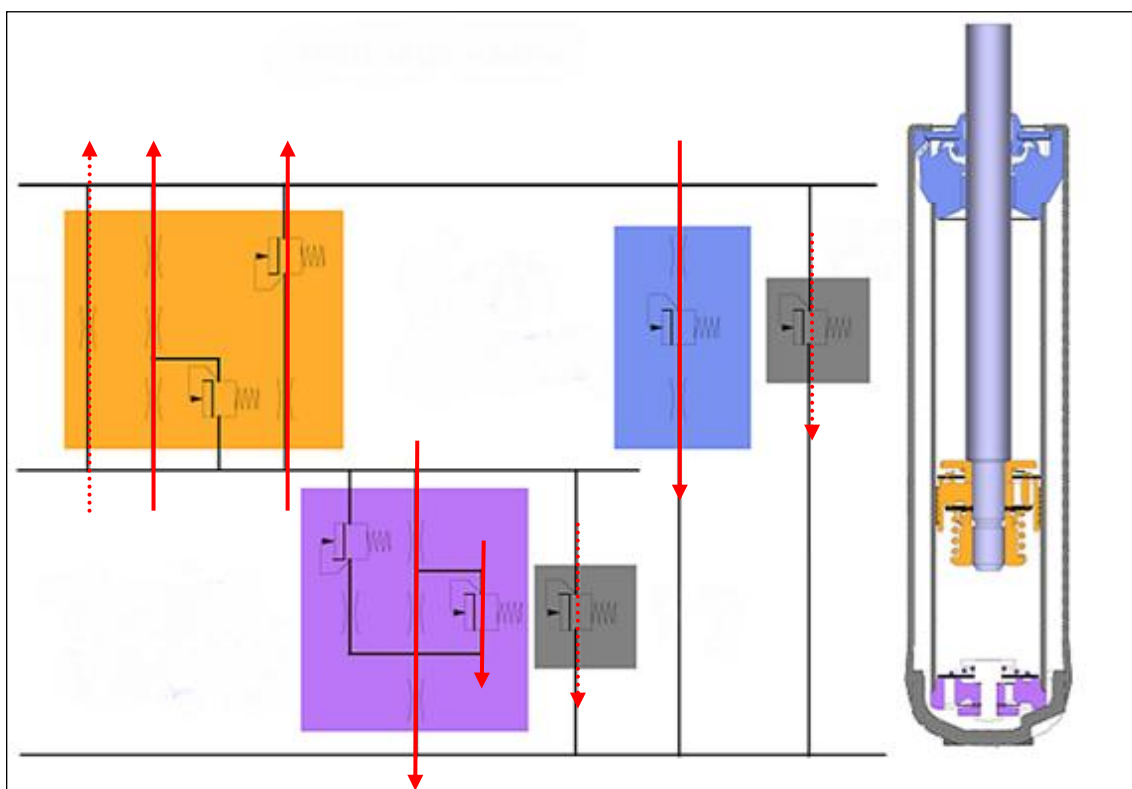
Obr. 2.35: Hydraulické schéma tlumiče v režimu roztahování

- Směr průtoku oleje během roztahování tlumiče kmitů.
-→ Směr průtoku oleje při netěsnostech během roztahování tlumiče kmitů.

Při roztahování tlumiče je dosaženo větších útlumových sil než při stlačování tlumiče.

2.9.4 Hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů v režimu stlačování:

Na obr. 2.36 je znázorněno celkové hydraulické schéma dvouplášťového tlumiče kmitů, které je sestaveno z hydraulických schémat jednotlivých částí, které jsou v tlumiči obsaženy. Červenou šipkou jsou znázorněny všechny směry průtoku v celém tlumiči při režimu stlačování. Červená tečkovaná šipka zase znázorňuje průtok při netěsnostech mezi jednotlivými částmi. Detailní zobrazení průtoku v jednotlivých částech daného tlumiče v režimu stlačování bylo již také ukázáno dříve.



Obr. 2.36: Hydraulické schéma tlumiče v režimu stlačování

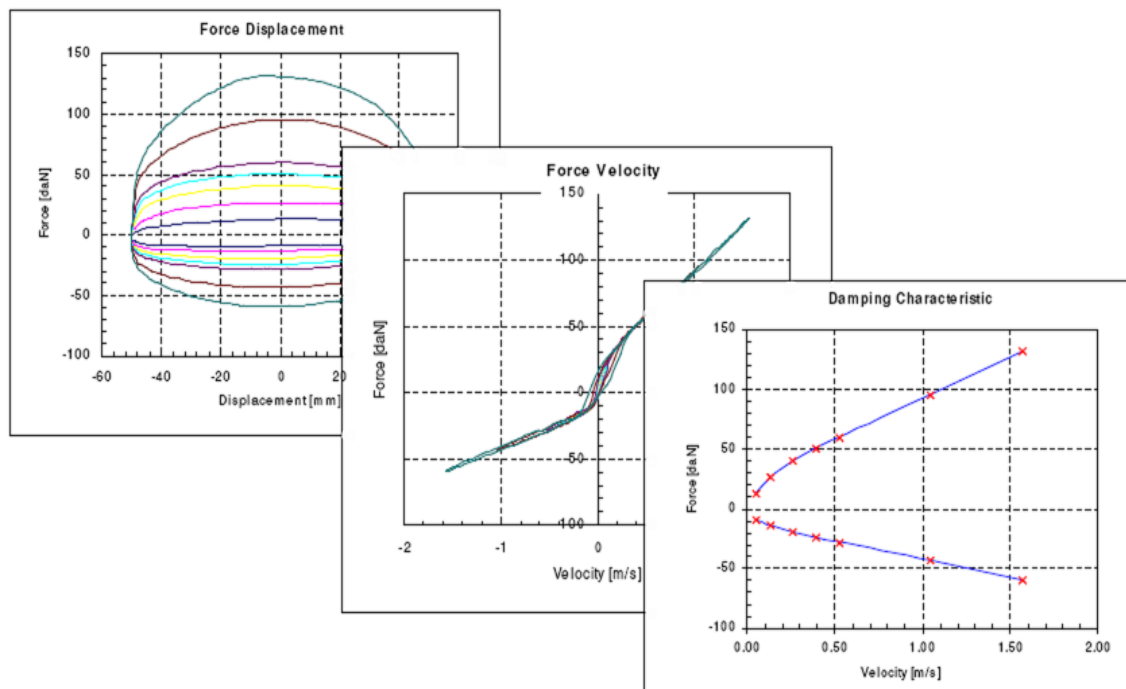
- Směr průtoku oleje během stlačování tlumiče kmitů.
-→ Směr průtoku oleje při netěsnostech během stlačování tlumiče kmitů.

Při stlačování tlumiče je dosaženo menších útlumových sil než při roztahování tlumiče.

2.10 Typické výkonnostní křivky tlumiče kmitů:

Typické výkonnostní křivky tlumiče kmitů vyjadřují několik závislostí. Nejčastěji se jedná o závislost mezi silou (útlumem) a posuvem pístnice tlumiče, nebo mezi silou a rychlostí pístnice tlumiče. Měření se provádí na speciálních měřicích stavech, při několika předem určených rychlostech pohybu pístnice, respektive při požadované teplotě. Poté se změnou nastavení tlumiče dosahuje automobilkou požadovaných hodnot útlumu a tudíž správného nastavení celého tlumiče pro daný typ automobilu. Nastavení se provádí změnou průměru, počtu a někdy i předpětí ohýbacího průměru u jednotlivých výkonových ventilů. Pro těžší automobily se samozřejmě zároveň používají tlumiče kmitů s větším průměrem válce a pístnice.

K většímu útlumu dochází během roztahování tlumiče, než při stlačování. Toho je dosaženo rozdílným způsobem průtoku oleje v jednotlivých částech, jak již bylo vysvětleno. Výkonnostními křivkami a samotným měřením útlumových sil dvouplošťového tlumiče kmitů se detailně věnuje celá následující kapitola.



Obr. 2.37: Ukázka typických výkonnostních křivek tlumiče

3. MĚŘENÍ ÚTLUMOVÝCH SIL TLUMIČE KMITŮ:

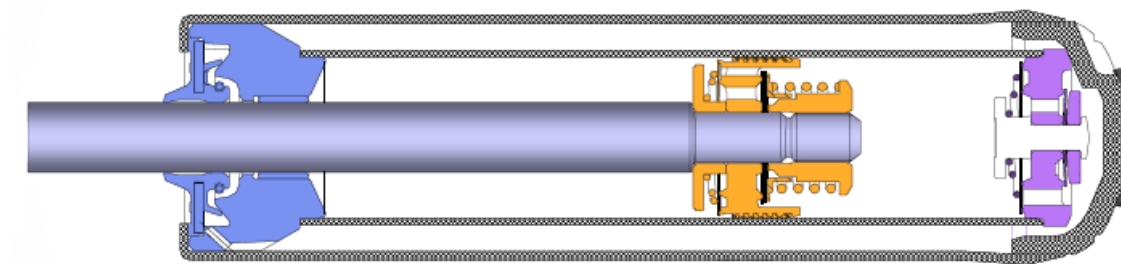
Tato kapitola je zaměřena na určení a analýzu útlumových sil na sledovaném tlumiči kmitů firmy Monroe. Měření útlumových sil probíhá při různých konstrukčních uspořádání výkonových ventilů v pístu a při rozdílných teplotách tlumiče. Jednotlivé varianty jsou mezi sebou porovnávány a specifické varianty jsou navíc porovnány s požadavky automobilky Ford a vyhodnoceny, jestli tyto požadavky splňují či nikoliv. Díky měření útlumových sil, kde je jejich velikost dána pouze třením několika součástí tlumiče, dokážeme určit čistou hodnotu hydraulického útlumu na ventilových systémech. Samotný hydraulický útlum potřebujeme znát pro výpočty v další kapitole.

3.1 Typ měřeného tlumiče:

Tlumič kmitů je jeden z důležitých a často podceňovaných prvků, nutných pro zajištění stability automobilu. Pokud jsou tlumiče málo účinné, umožňují pneumatikám odskakování od vozovky a tato ztráta kontaktu může být při prudkém brzdění fatální. Špatné tlumiče jsou navíc nepohodlné, způsobují kolíbání vozu, což nakonec vede k únavě řidiče. Z tohoto důvodu klade každý výrobce automobilů na tlumiče nemalé nároky, které jsou jiné pro každý typ vozu. Samozřejmě záleží jak na rozměrech samotného tlumiče a na jeho životnosti v provozu, tak na jeho hodnotách útlumových sil při jeho roztahování a stlačování. Tyto hodnoty jsou požadovány pro daný typ tlumiče a výrobce tlumičů musí tyto hodnoty v určitých mezích stanovených automobilkou splnit. Aby došlo ke splnění požadovaných hodnot, je potřeba prototyp tlumiče opakovaně zkoušet na větším množství kusů ve zkušebně, při různém konstrukčním uspořádání, dokud se nedosáhne požadovaných útlumových sil. Po dalším zkoušení a ověřování může jít tlumič teprve do sériové výroby.

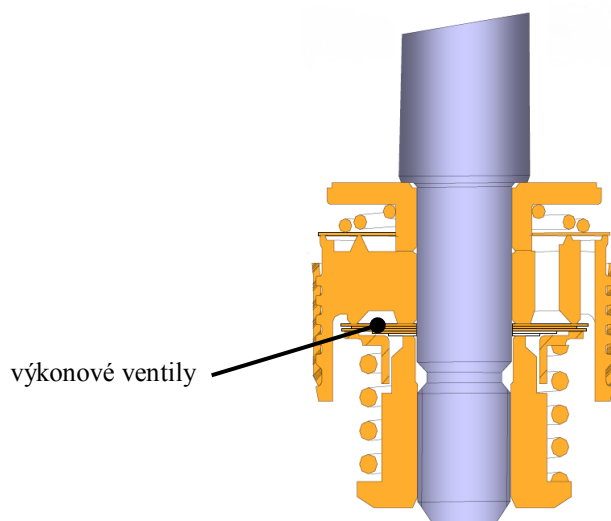
Naše měření je prováděno na tlumiči firmy Monroe: **Ford 344 (FOCUS)**

Při měření se používají připravené prototypy tohoto tlumiče, z důvodu jejich opětovné rozebíratelnosti, při změně konstrukčního uspořádání. Sériově vyráběný tlumič je rozebíratelný pouze destruktivními metodami a tudíž pro opětovné zkoušení při rozdílném nastavení zcela nevhodný.



Obr. 3.1: Znáznornění tlumiče Ford 344 (FOCUS) v řezu

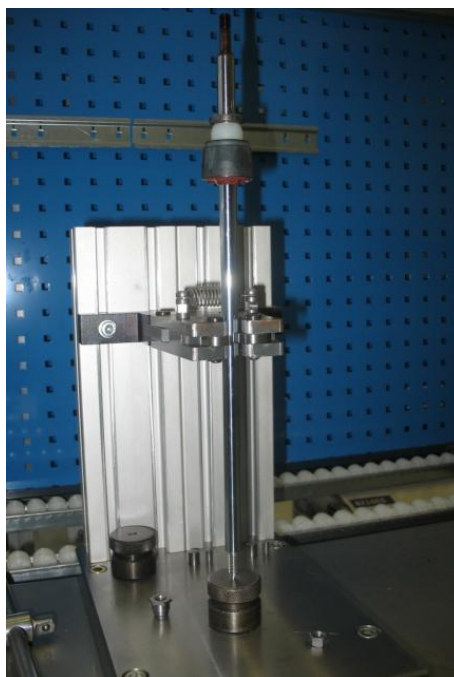
Různá konstrukční uspořádání spočívají v našem případě v rozdílném počtu **výkonových ventilů** v pístu. Změna počtu těchto součástí na tomto místě, má vliv na největší útlum tlumiče, který je v režimu roztahování. Ostatní součásti celého tlumiče i jednotlivých částí zůstávají v našem případě beze změny.



Obr. 3.2: Znáznornění pístu tlumiče v řezu

3.2 Příprava tlumiče na měření:

Každá varianta měření se provádí na **dvou totožných** tlumičích. Na dvou tlumičích proto, abychom alespoň částečně omezili případné výrobní nepřesnosti částí tlumiče, nebo nepřesnosti při montáži. Proto bereme hodnoty z obou tlumičů, které následně zprůměrujeme a tento průměr pak již bereme jako výchozí hodnotu. Ve skutečnosti se provádí měření na mnohem větším počtu vzorků z důvodu opakovatelnosti měření. Nejprve sestavíme části tlumiče na montážním stole z jednotlivých dílů. Sestavení je vždy stejné, až na rozdílný počet **výkonových ventilů** v pístu.



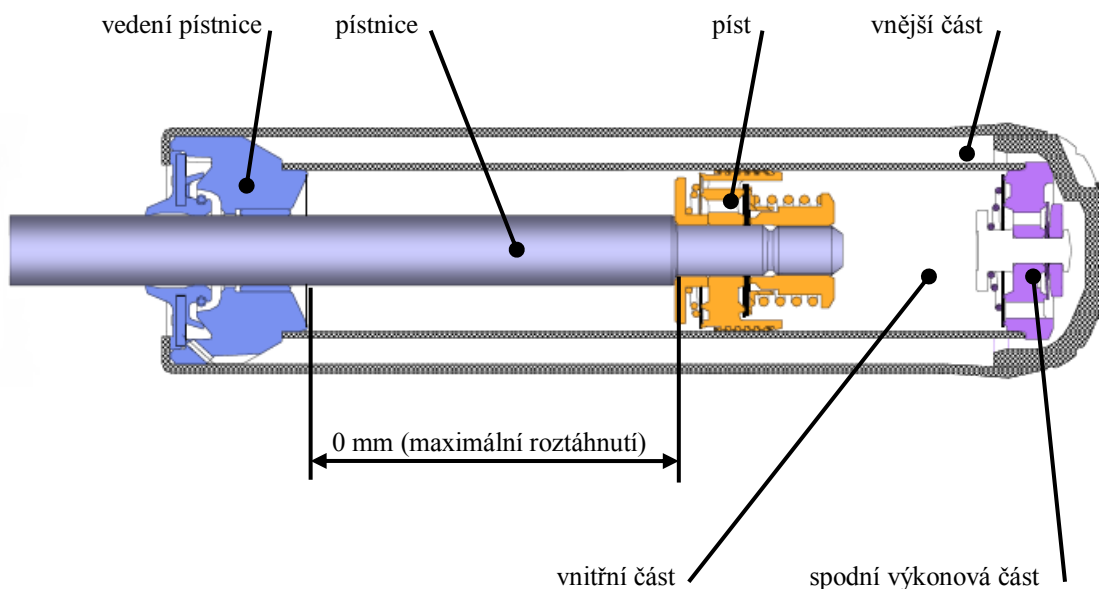
Obr. 3.3: Sestavování tlumiče na montážním stole

Po sestavení jednotlivých částí následuje plnění tlumiče olejem **FUCHS** (TITAN SAF 5004 EU 200) v množství 387 ml. Pístnice se maximálně roztáhne a do vnitřní části se nalije olej až 1 cm pod vrchní okraj. Poté se vnitřní část uzavře spodní výkonovou částí a zbytek oleje se nalije do vnější části. Nakonec se vnitřní i vnější část sesadí dohromady a uzavřou se vnějším pláštěm u vedení pístnice.



Obr. 3.4: Plnění vnitřní a vnější části tlumiče olejem

Po tomto sestavení následuje plnění vnější části tlumiče dusíkem. Z důvodu plnění mají všechny prototypy tohoto typu tlumiče speciální plnicí ventil a dusík je takto stlačen ve vnější části na požadovaný tlak 5 barů.



Obr. 3.5: Řez tlumiče s popisy jednotlivých částí při plnění olejem a dusíkem

3.3 Temperování tlumiče:

Temperování tlumiče znamená, že se tlumič před samotným měřením nechá celý prohřát nebo zchladit na požadovanou hodnotu v temperovacím zařízení. Některé varianty měříme při pokojové teplotě, která je 20 °C a je v celé montážní a zkušební laboratoři udržována na stejné hodnotě. V ostatních variantách ale tlumiče temperujeme, abychom simulovali různé teplotní podmínky, které by mohly v provozu tlumiče eventuálně nastat. Poté můžeme porovnat, jak se mění hodnoty jednotlivých útlumových sil stejného tlumiče, ale při jeho rozdílných teplotách.

Temperování se provádí na temperovacím zařízení CTS - Clima Temperatur Systeme, dle obr. 3.6. Zařízení CTS je schopné pracovat s teplotami v rozmezí od -70 °C až do +150 °C. Doba prohřátí nebo zchlazení závisí nejen na požadované teplotě, ale i na velikosti a složitosti temperovaného vzorku. Doba temperování je v řádech několika hodin. Každé temperování se také provádí na dvou totožných tlumičích zároveň, při stejné teplotě, z důvodu průměrné hodnoty získané z více jak jednoho měření.



Obr. 3.6: Temperovací zařízení CTS

3.4 Měření útlumových sil tlumiče:

Samotné měření útlumových sil tlumiče se provádí na hydrodynamickém měřicím zařízení IST - Instron Structural Testing Systems, které je připojeno na výpočetní techniku. Měřicí zařízení IST s výpočetní technikou je zobrazeno na obr. 3.7.



Obr. 3.7: Měření tlumiče na hydrodynamickém zařízení IST

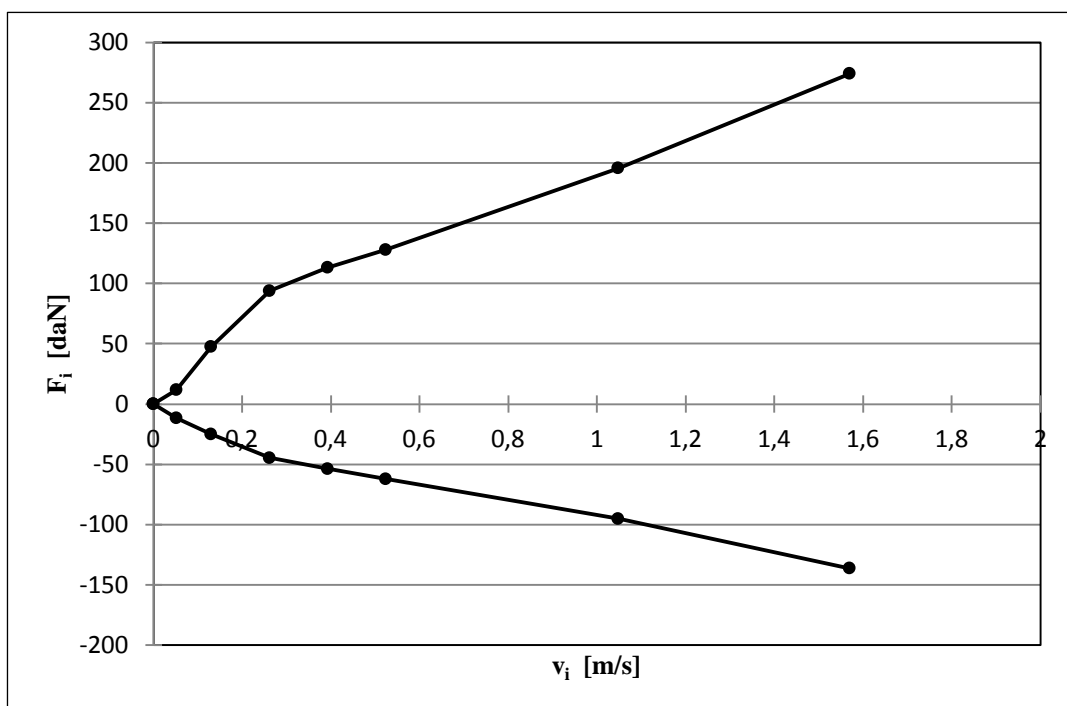
Tlumič upneme tak, že spodní část tlumiče uchytíme ve spodní části hydrodynamického zařízení, kde se zároveň nachází snímač polohy, a vrchní část pístnice uchytíme do držáku, který je přímo spojen se silovým snímačem. Jelikož pohyb pístnice je dán **zdvihem 100 mm**, měřicí zařízení automaticky nastaví pístnici do výchozí polohy, která

bude umožňovat pohyb v rozmezí 50 mm roztahování a 50 mm stlačování tlumiče. Měření se provádí při **7 rychlostech**, při kterých zároveň známe požadované hodnoty útlumu tlumiče dané automobilkou Ford, pro daný typ automobilu.

Hydrodynamické měřicí zařízení otestuje tlumič při každé rychlosti několika zdvihy a vyhodnotí průměrnou útlumovou sílu tlumiče pro danou rychlost. Každou variantu měření provádíme na dvou stejných tlumičích při stejné teplotě a výslednou hodnotu útlumové síly bereme jako průměr od průměrů obou tlumičů.

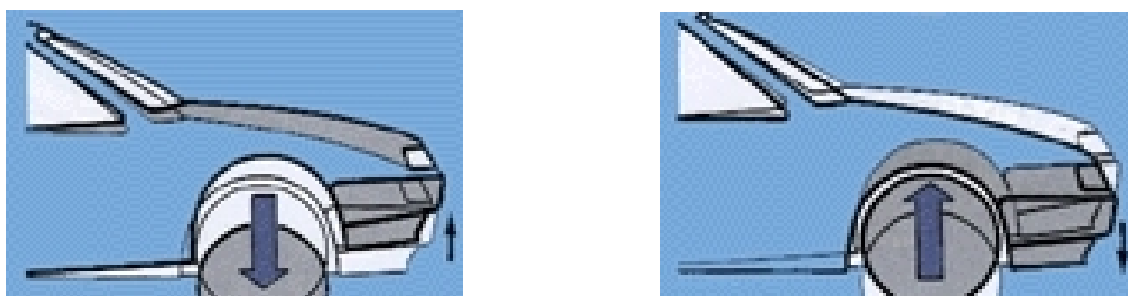
3.4.1 Výkonnostní křivky tlumiče:

Výkonnostní křivky, které bereme jako finální část celého našeho měření, se sestojí z výsledných průměrných hodnot útlumových sil v závislosti na požadovaných rychlostech pístnice. V grafu 3.1 je ukázán příklad výkonnostních křivek při obou režimech tlumiče.



Graf 3.1: Výkonnostní křivky

- Osa x znázorňuje rychlost pohybu pístnice tlumiče v_i [$m \cdot s^{-1}$].
- Osa y znázorňuje průměrnou útlumovou sílu tlumiče F_i [daN].
- Dle firemních stanov se všechny síly v jednotkách [N] převádějí na jednotky [daN].
- Všechny síly v jednotkách [daN] jsou zaokrouhlovány na jedno desetinné místo.
- Křivka kladných útlumových sil = **ROZTAHOVÁNÍ TLUMIČE**
- Křivka záporných útlumových sil = **STLAČOVÁNÍ TLUMIČE**
- **Záporné hodnoty při stlačování tlumiče jsou pouze z důvodu konstrukce grafu.**



Obr. 3.8: Roztahování a stlačování tlumiče v praxi

3.4.2 Požadavky firmy Ford:

Požadavky firmy Ford vyplývají z toho, jaké jsou firmou stanoveny meze pro útlumové síly při roztahování a stlačování tlumiče při všech požadovaných rychlostech. Do těchto mezí se námi změřené hodnoty útlumových sil tlumiče Ford 344 (FOCUS) musí po finálním konstrukčním uspořádání vejít, aby byly požadavky firmy Ford splněny. Teplota tlumiče se rovná teplotě okolí, což znamená 20 °C. V tab. 3.1 jsou požadované hodnoty útlumových sil a v grafu 3.2 jsou jejich příslušné výkonnostní křivky. Průměrná požadovaná útlumová síla je vypočítána pro oba režimy dle vzorce (3.1).

F_{ihp} [N] - horní mez požadované útlumové síly firmy Ford

F_{isp} [N] - spodní mez požadované útlumové síly firmy Ford

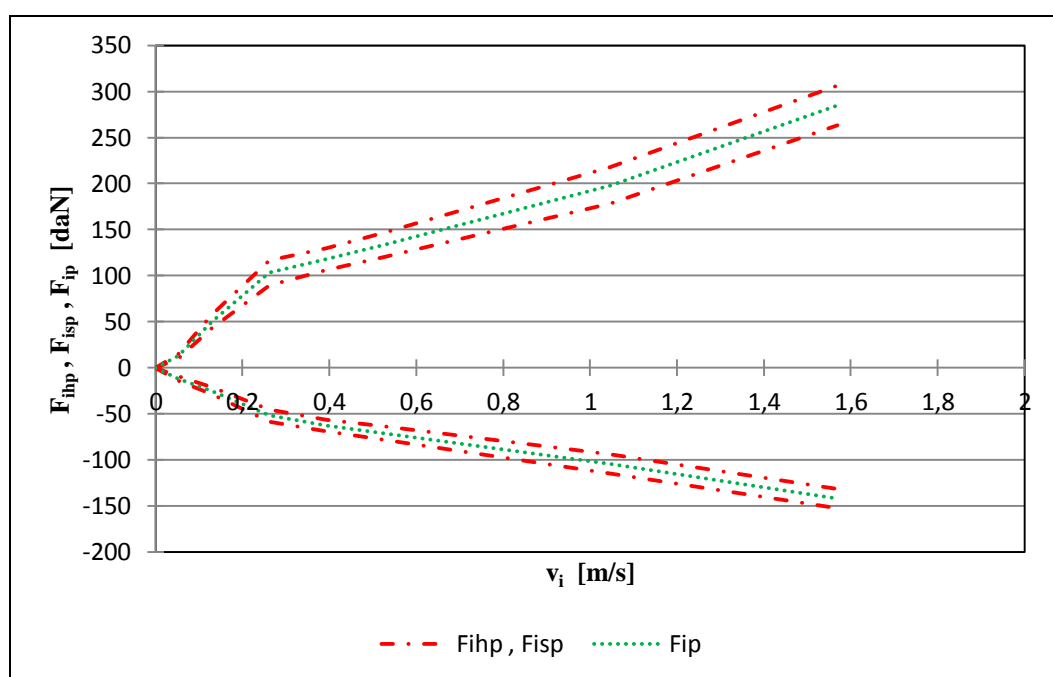
F_{ip} [N] - průměrná požadovaná útlumová síla firmy Ford

$$F_{ip} = (F_{ihp} + F_{isp}) / 2 \quad (3.1)$$

Tab. 3.1: Požadované hodnoty útlumových sil firmy Ford

	ROZTAHOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{ihp} [N]	152,0	575,0	1164,0	1298,0	1463,0	2178,0	3064,0
F_{isp} [N]	102,0	425,0	896,0	1062,0	1197,0	1782,0	2636,0
F_{ip} [N]	127,0	500,0	1030,0	1180,0	1330,0	1980,0	2850,0
F_{ihp} [daN]	15,2	57,5	116,4	129,8	146,3	217,8	306,4
F_{isp} [daN]	10,2	42,5	89,6	106,2	119,7	178,2	263,6
F_{ip} [daN]	12,7	50,0	103,0	118,0	133,0	198,0	285,0

	STLAČOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{ihp} [N]	-145,0	-288,0	-588,0	-693,0	-781,0	-1150,0	-1527,0
F_{isp} [N]	-95,0	-213,0	-452,0	-567,0	-639,0	-941,0	-1314,0
F_{ip} [N]	-120,0	-250,0	-520,0	-630,0	-710,0	-1045,0	-1420,0
F_{ihp} [daN]	-14,5	-28,8	-58,8	-69,3	-78,1	-115,0	-152,7
F_{isp} [daN]	-9,5	-21,3	-45,2	-56,7	-63,9	-94,1	-131,4
F_{ip} [daN]	-12,0	-25,0	-52,0	-63,0	-71,0	-104,5	-142,0

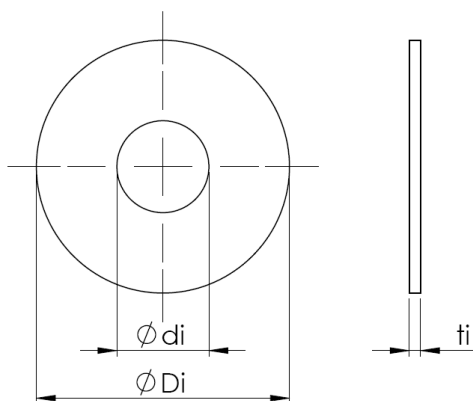


Graf 3.2: Výkonnostní křivky požadované firmou Ford

Tyto výkonnostní křivky požadované firmou Ford budou ještě v této kapitole porovnávány s výkonnostními křivkami dvou variant, které budou změřeny.

3.4.3 Zadání a vyhodnocení jednotlivých variant:

Měření útlumových sil provádíme na čtyřech rozdílných variantách. První tři varianty mají stejnou skladbu ventilů v pístu (konstrukční uspořádání), která odpovídá již finálnímu nastavení našeho tlumiče. Navzájem se jednotlivé varianty ale liší rozdílnou teplotou, která má hodnotu +50 °C, +20 °C (teplota okolí) a -20 °C. Poslední čtvrtá varianta má teplotu tlumiče +20 °C (teplota okolí), ale skladba ventilů je náhodná. Na obrázcích je vždy uvedena skladba jednotlivých ventilů vedle sebe. V tabulkách jsou vyjádřeny číselné hodnoty výkonových ventilů a průměrné útlumové síly s celkovou průměrnou útlumovou silou, spočítanou dle vzorce (3.2). Nakonec jsou pro každou měřenou variantu znázorněny grafy s výkonnostními křivkami obou měřených tlumičů, i s jejich celkovou průměrnou hodnotou. Na obr. 3.9 je znázorněn výkonový ventil s popisem jeho rozměrů.



Obr. 3.9: Rozměry jednotlivých výkonových ventilů

d_i [mm] - vnitřní průměr výkonového ventilu

D_i [mm] - vnější průměr výkonového ventilu

t_i [mm] - tloušťka výkonového ventilu

F_{i1} [N] - průměrná útlumová síla 1. tlumiče

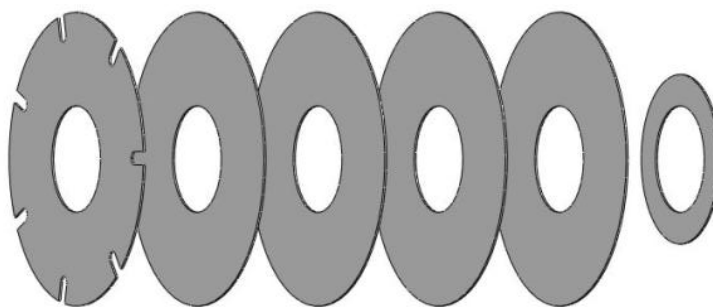
F_{i2} [N] - průměrná útlumová síla 2. tlumiče

F_i [N] - celková průměrná útlumová síla od obou tlumičů

ΔF_i [N] - rozdíl průměrných útlumových sil

$$F_i = (F_{i1} + F_{i2}) / 2 \quad (3.2)$$

Varianta 1:



Obr. 3.10: Skladba ventilů varianty 1

Tab. 3.2: Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 1

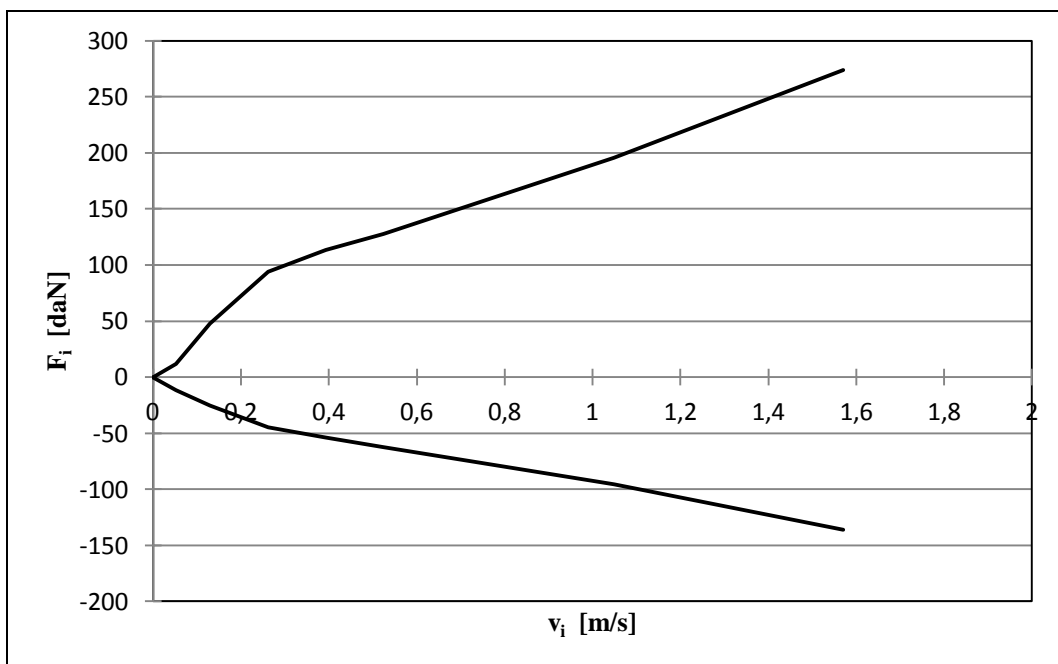
Ventily	d _i [mm]	D _i [mm]	t _i [mm]
1 ventil stálého průtoku	8	22	0,15±0,005
2 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
3 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
4 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
5 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
6 opěrný disk	8	12,7	0,20±0,006
Varianta 1	teplota okolí (+20 °C)		

Tab. 3.3: Útlumové síly varianty 1

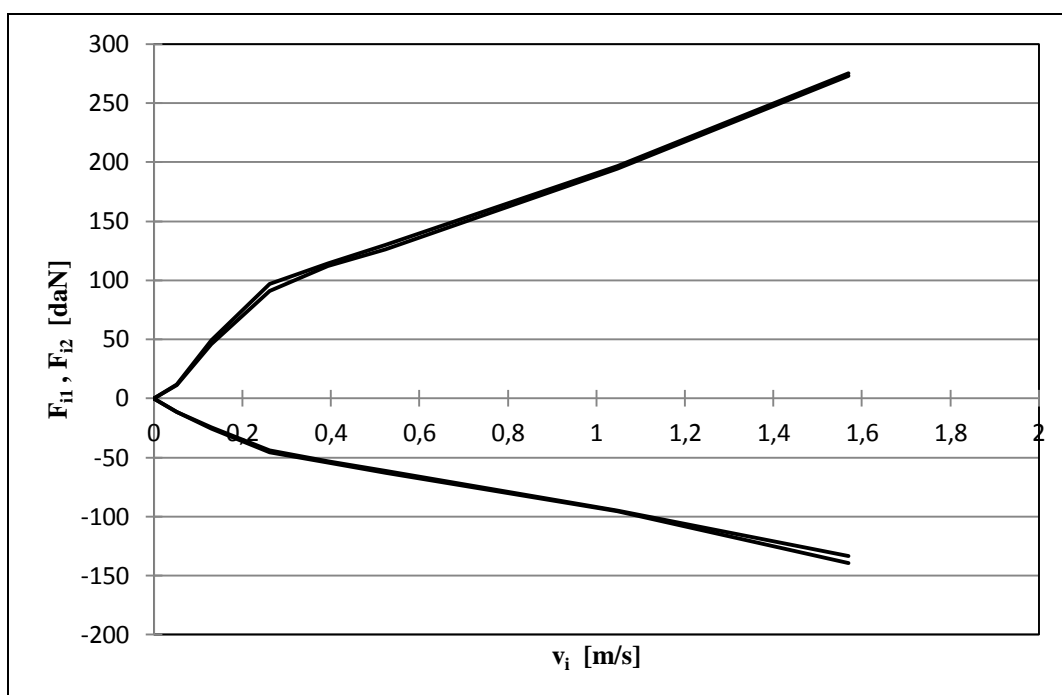
	ROZTAHOVÁNÍ						
v _i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F _{i1} [daN]	12,0	49,0	96,8	114,4	129,7	196,7	275,4
F _{i2} [daN]	11,3	46,1	90,9	111,9	126,1	194,7	272,9
F _i [daN]	11,7	47,5	93,8	113,2	127,9	195,7	274,1
ΔF _i [daN]	0,7	2,9	5,9	2,5	3,6	2,0	2,5

	STLAČOVÁNÍ						
v _i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F _{i1} [daN]	-11,7	-24,5	-43,8	-53,3	-61,4	-95,0	-133,5
F _{i2} [daN]	-11,6	-25,6	-45,8	-54,4	-63,1	-95,6	-139,2
F _i [daN]	-11,7	-25,1	-44,8	-53,9	-62,3	-95,3	-136,3
ΔF _i [daN]	0,1	-1,1	-2,0	-1,1	-1,7	-0,6	-5,7

Oba dva měřené tlumiče v této variantě mají stejné konstrukční uspořádání i teplotu.

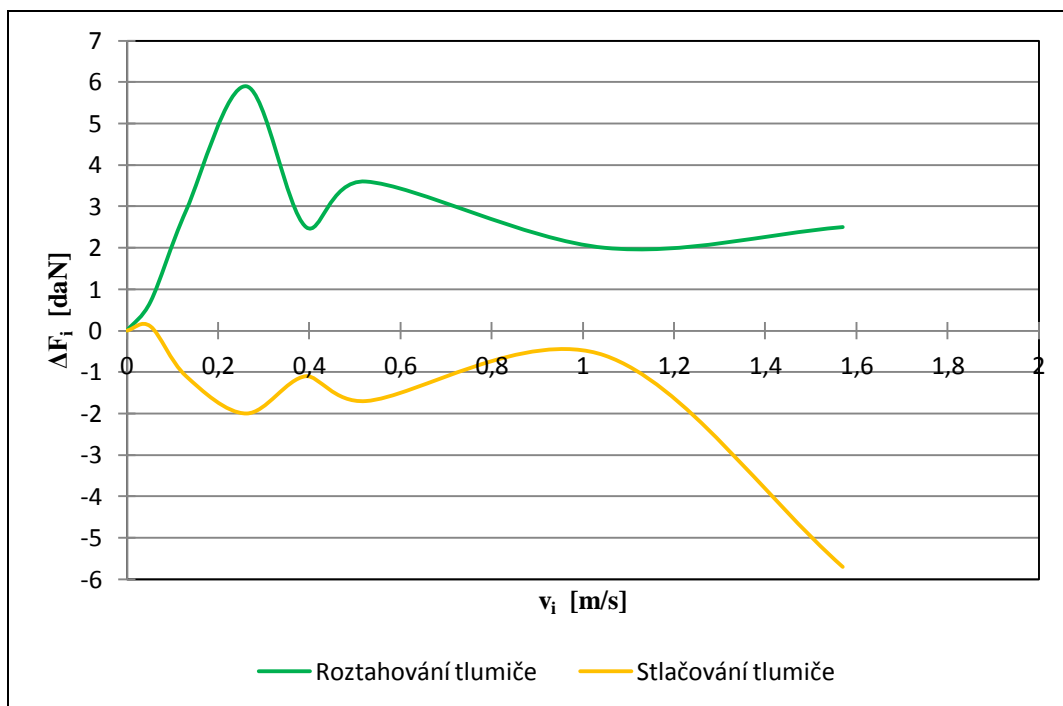


Graf 3.3: Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 1



Graf 3.4: Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 1

V grafu 3.4 můžeme vidět průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 1, které se vzájemně od sebe trochu liší, což je dáno výrobní nepřesností částí obou tlumičů, nebo nepřesností při jejich montáži. V grafu 3.3 jsou zase celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 1, které jsou vytvořené z průměrů obou měřených tlumičů.



Graf 3.5: Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 1

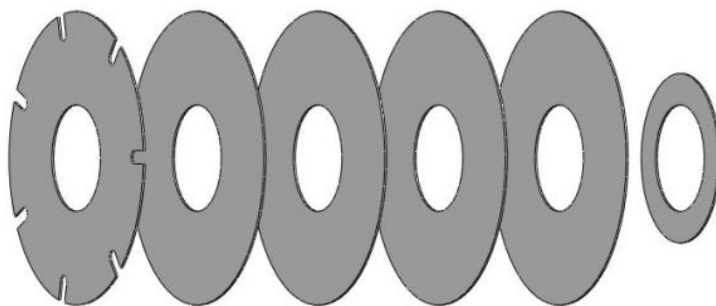
V grafu 3.5 je znázorněn rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 1. Oba režimy tlumičů (roztahování i stlačování) jsou odlišeny barevně dle legendy v příslušném grafu. Kladná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil znamená, že útlumová síla je větší na 1. tlumiči o daný rozdíl oproti 2. tlumiči. Záporná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil zase znamená, že útlumová síla je větší na 2. tlumiči o daný rozdíl oproti 1. tlumiči.

Při roztahování tlumiče je tedy vidět, že 1. tlumič má větší útlumové síly v celém rozsahu rychlostí s maximálním rozdílem při rychlosti **0,262 m/s**. Při stlačování tlumiče má zase větší útlumové síly 2. tlumič s výjimkou při rychlosti **0,052 m/s**, přičemž je maximální rozdíl při rychlosti **1,570 m/s**. Rozdíly průměrných útlumových sil varianty 1 jsou vypočítány dle vzorce (3.3) a (3.4).

$$\Delta F_i (\text{roztahování tlumiče}) = F_{i1} - F_{i2} \quad (3.3)$$

$$\Delta F_i (\text{stlačování tlumiče}) = F_{i2} - F_{i1} \quad (3.4)$$

Varianta 2:



Obr. 3.11: Skladba ventilů varianty 2

Tab. 3.4: Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 2

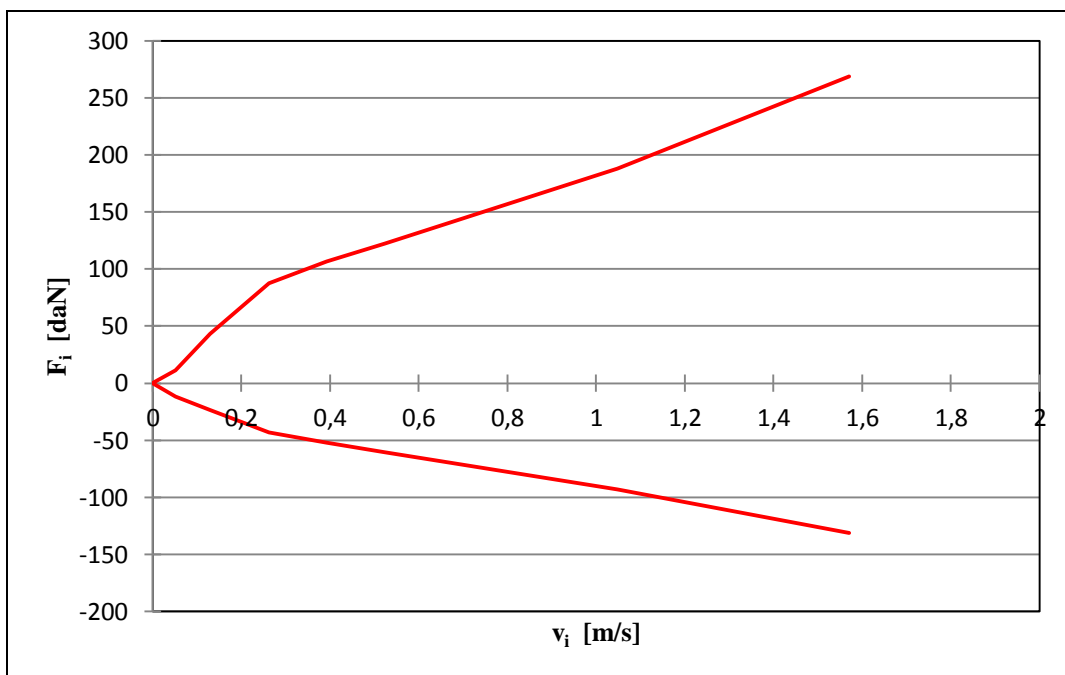
Ventily	di [mm]	Di [mm]	ti [mm]
1 ventil stálého průtoku	8	22	0,15±0,005
2 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
3 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
4 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
5 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
6 opěrný disk	8	12,7	0,20±0,006
Varianta 2	+50 °C		

Tab. 3.5: Útlumové síly varianty 2

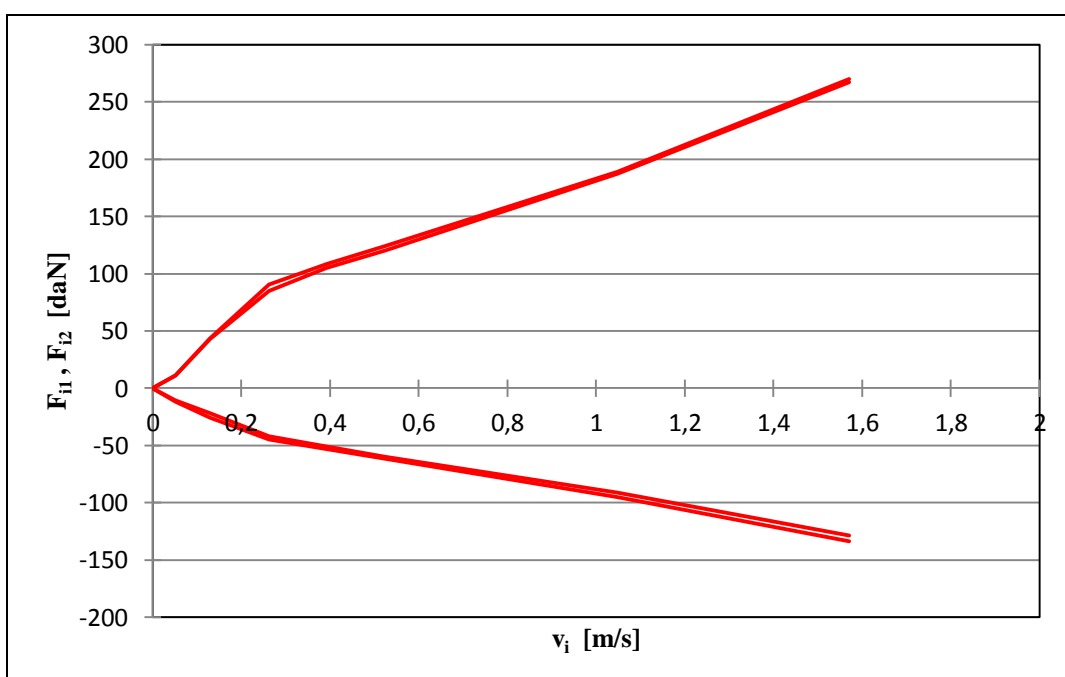
	ROZTAHOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	10,9	43,7	90,3	108,3	124,0	188,7	270,0
F_{i2} [daN]	11,3	43,2	85,1	105,1	120,3	187,1	267,4
F_i [daN]	11,1	43,4	87,7	106,7	122,1	187,9	268,7
ΔF_i [daN]	-0,4	0,5	5,2	3,2	3,7	1,6	2,6

	STLAČOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	-10,9	-21,7	-41,9	-51,2	-60,0	-91,1	-128,7
F_{i2} [daN]	-12,0	-25,6	-44,9	-53,0	-61,5	-94,9	-133,7
F_i [daN]	-11,5	-23,6	-43,4	-52,1	-60,7	-93,0	-131,2
ΔF_i [daN]	-1,1	-3,9	-3,0	-1,8	-1,5	-3,8	-5,0

Oba dva měřené tlumiče v této variantě mají stejné konstrukční uspořádání i teplotu.

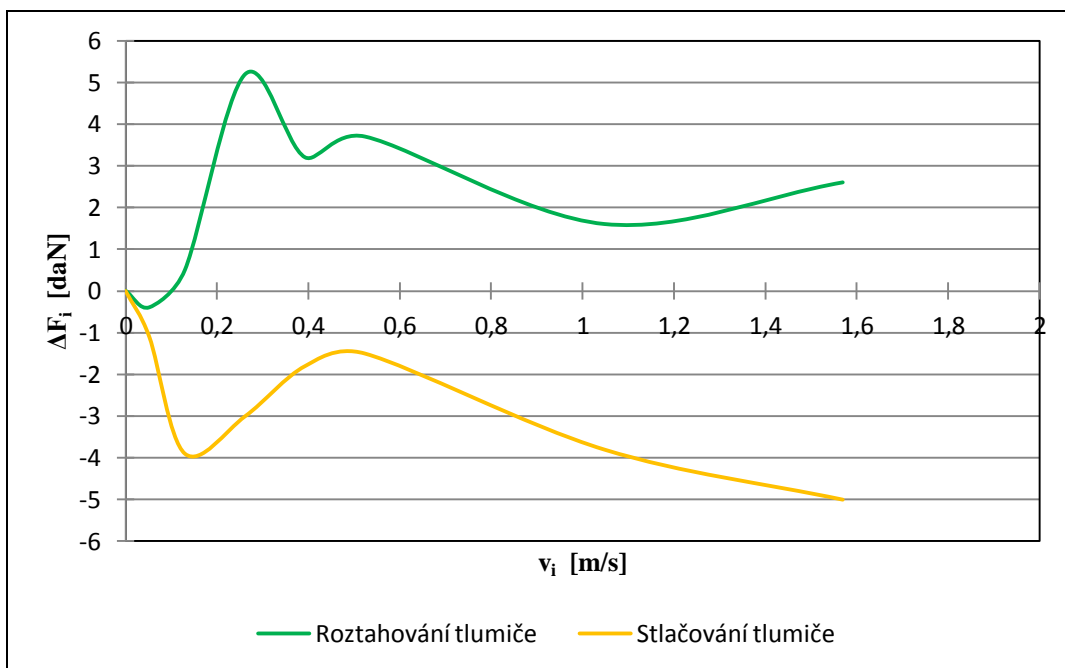


Graf 3.6: Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 2



Graf 3.7: Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 2

V grafu 3.7 můžeme vidět průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 2, které se vzájemně od sebe trochu liší, což je dáno výrobní nepřesností částí obou tlumičů, nebo nepřesností při jejich montáži. V grafu 3.6 jsou zase celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 2, které jsou vytvořené z průměrů obou měřených tlumičů.

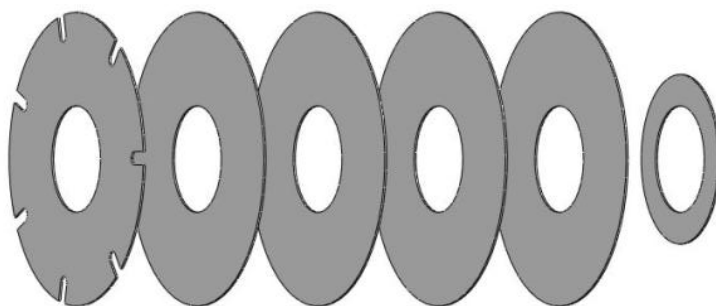


Graf 3.8: Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 2

V grafu 3.8 je znázorněn rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 2. Oba režimy tlumičů (roztahování i stlačování) jsou odlišeny barevně dle legendy v příslušném grafu. Kladná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil znamená, že útlumová síla je větší na 1. tlumiči o daný rozdíl oproti 2. tlumiči. Záporná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil zase znamená, že útlumová síla je větší na 2. tlumiči o daný rozdíl oproti 1. tlumiči.

Při roztahování tlumiče je tedy vidět, že 1. tlumič má větší útlumové síly s výjimkou při rychlosti **0,052 m/s** s maximálním rozdílem při rychlosti **0,262 m/s**. Při stlačování tlumiče má zase větší útlumové síly 2. tlumič v celém rozsahu rychlostí, přičemž je maximální rozdíl při rychlosti **1,570 m/s**. Rozdíly průměrných útlumových sil varianty 2 jsou vypočítány dle vzorce (3.3) a (3.4).

Varianta 3:



Obr. 3.12: Skladba ventilů varianty 3

Tab. 3.6: Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 3

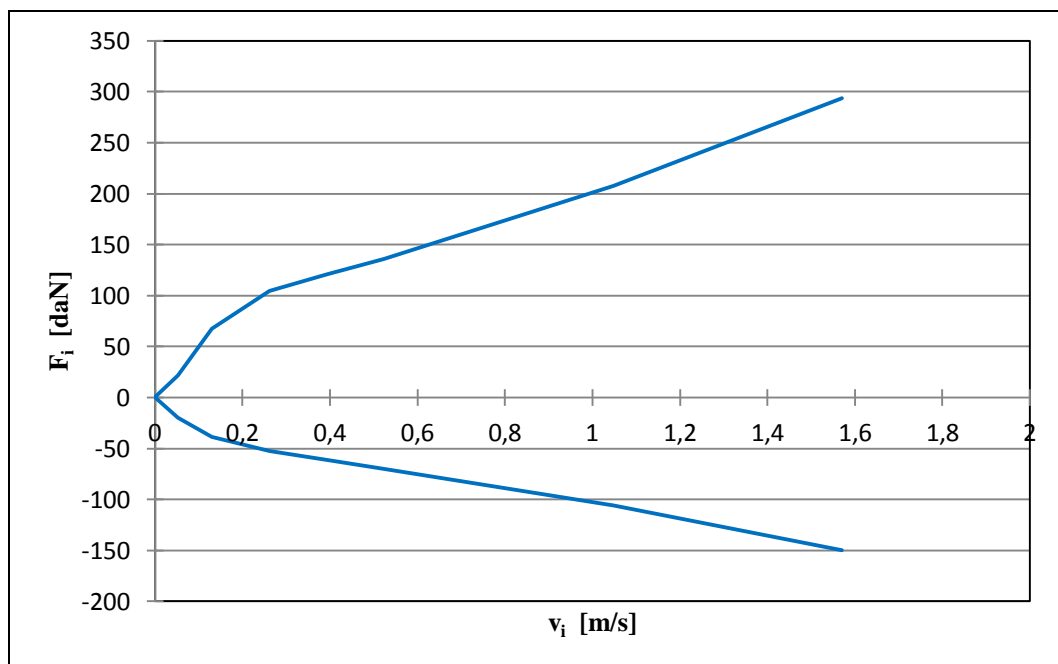
Ventily	di [mm]	Di [mm]	ti [mm]
1 ventil stálého průtoku	8	22	0,15±0,005
2 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
3 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
4 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
5 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
6 opěrný disk	8	12,7	0,20±0,006
Varianta 3			
-20 °C			

Tab. 3.7: Útlumové síly varianty 3

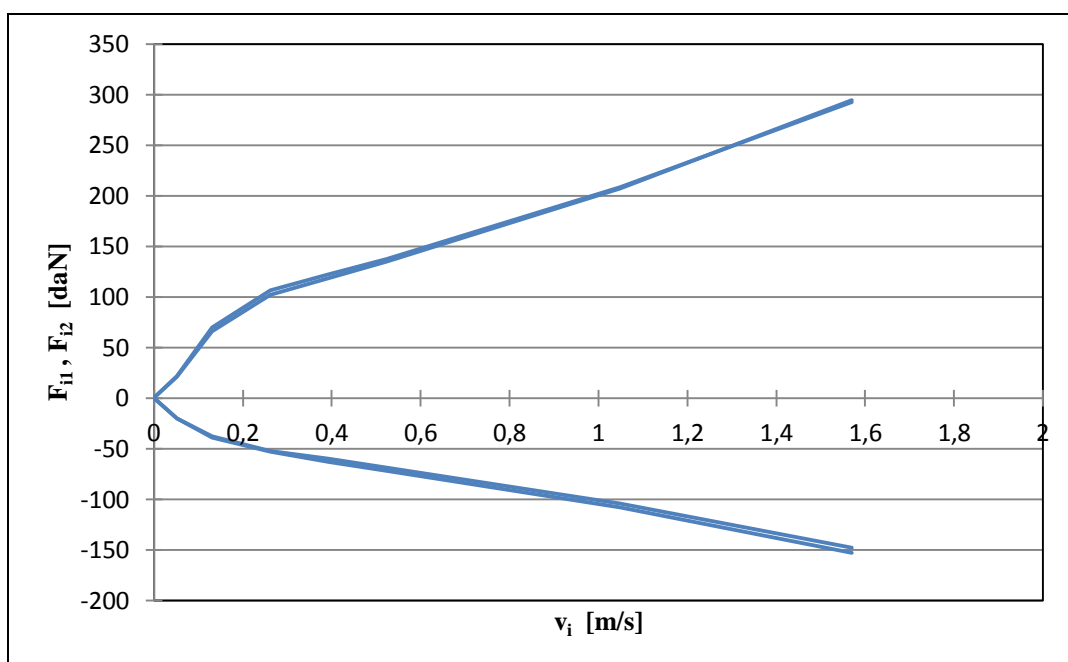
	ROZTAHOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	21,6	69,9	106,4	122,3	137,6	208,2	292,9
F_{i2} [daN]	21,4	65,8	102,3	118,9	134,9	206,9	294,5
F_i [daN]	21,5	67,8	104,3	120,6	136,2	207,5	293,7
ΔF_i [daN]	0,2	4,1	4,1	3,4	2,7	1,3	-1,6

	STLAČOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	-19,7	-37,9	-52,1	-59,6	-68,7	-103,9	-147,7
F_{i2} [daN]	-20,2	-39,1	-52,8	-62,8	-71,9	-107,9	-152,5
F_i [daN]	-20,0	-38,5	-52,5	-61,2	-70,3	-105,9	-150,1
ΔF_i [daN]	-0,5	-1,2	-0,7	-3,2	-3,2	-4,0	-4,8

Oba dva měřené tlumiče v této variantě mají stejné konstrukční uspořádání i teplotu.

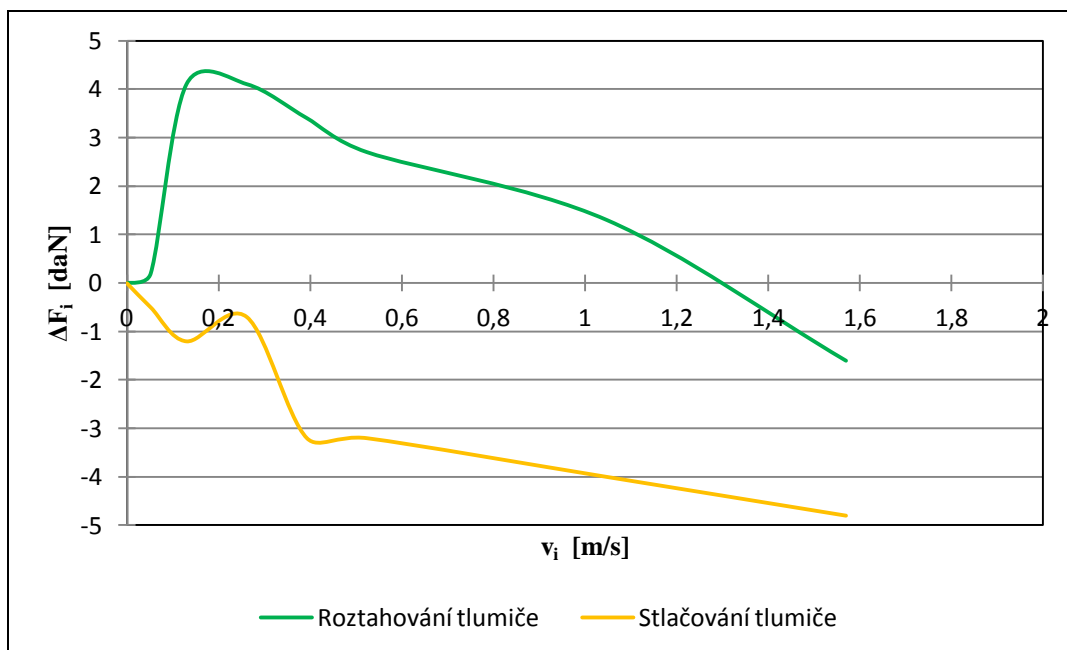


Graf 3.9: Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 3



Graf 3.10: Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 3

V grafu 3.10 můžeme vidět průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 3, které se vzájemně od sebe trochu liší, což je dáno výrobní nepřesností částí obou tlumičů, nebo nepřesností při jejich montáži. V grafu 3.9 jsou zase celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 3, které jsou vytvořené z průměrů obou měřených tlumičů.

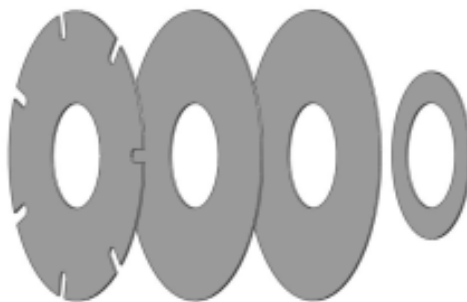


Graf 3.11: Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 3

V grafu 3.11 je znázorněn rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 3. Oba režimy tlumičů (roztahování i stlačování) jsou odlišeny barevně dle legendy v příslušném grafu. Kladná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil znamená, že útlumová síla je větší na 1. tlumiči o daný rozdíl oproti 2. tlumiči. Záporná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil zase znamená, že útlumová síla je větší na 2. tlumiči o daný rozdíl oproti 1. tlumiči.

Při roztahování tlumiče je tedy vidět, že 1. tlumič má větší útlumové síly s výjimkou při rychlosti **1,570 m/s** s maximálním rozdílem při rychlosti **0,262 m/s**. Při stlačování tlumiče má zase větší útlumové síly 2. tlumič v celém rozsahu rychlostí, přičemž je maximální rozdíl při rychlosti **1,570 m/s**. Rozdíly průměrných útlumových sil varianty 3 jsou vypočítány dle vzorce (3.3) a (3.4).

Varianta 4:



Obr. 3.13: Skladba ventilů varianty 4

Tab. 3.8: Hodnoty jednotlivých výkonových ventilů pístu varianty 4

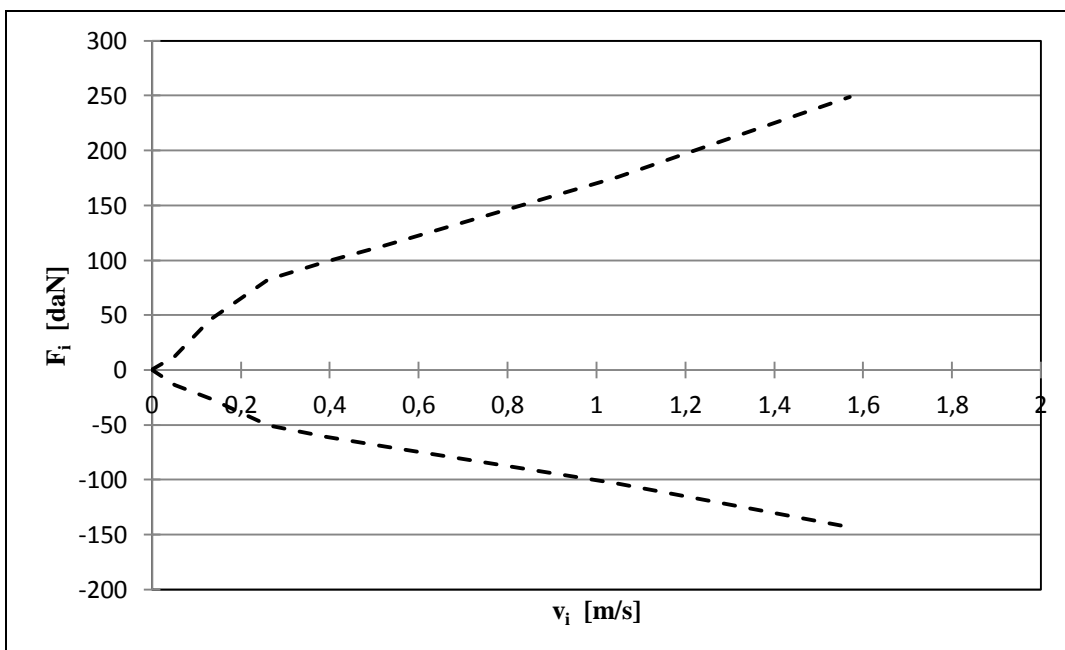
Ventily	di [mm]	Di [mm]	ti [mm]
1 ventil stálého průtoku	8	22	0,15±0,005
2 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
3 ventil výkonový	8	22	0,15±0,005
4 opěrný disk	8	12,7	0,20±0,006
Varianta 4	teplota okolí (+20 °C)		

Tab. 3.9: Útlumové síly varianty 4

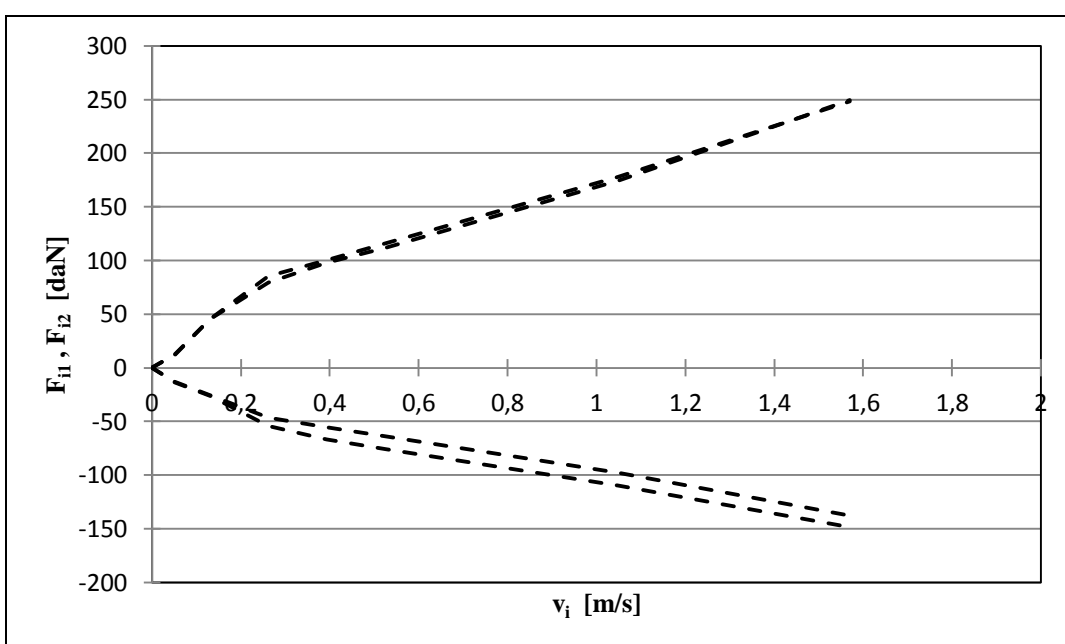
	ROZTAHOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	11,9	45,4	85,4	100,4	115,8	177,9	248,3
F_{i2} [daN]	12,8	45,7	79,6	97,8	111,6	174,3	249,5
F_i [daN]	12,4	45,6	82,5	99,1	113,7	176,1	248,9
ΔF_i [daN]	-0,9	-0,3	5,8	2,6	4,2	3,6	-1,2

	STLAČOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{i1} [daN]	-13,2	-25,4	-46,4	-55,4	-63,9	-97,9	-137,9
F_{i2} [daN]	-13,8	-26,4	-54,4	-67,0	-75,5	-109,9	-148,6
F_i [daN]	-13,5	-25,9	-50,4	-61,2	-69,7	-103,9	-143,3
ΔF_i [daN]	-0,6	-1,0	-8,0	-11,6	-11,6	-12,0	-10,7

Oba dva měřené tlumiče v této variantě mají stejné konstrukční uspořádání i teplotu.

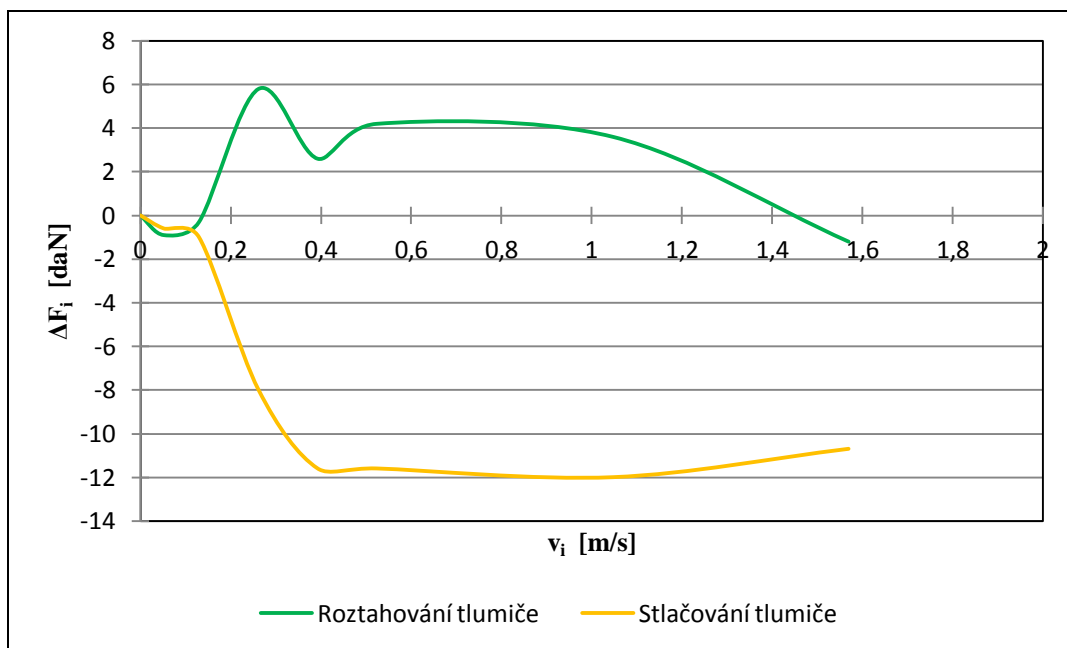


Graf 3.12: Celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 4



Graf 3.13: Průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 4

V grafu 3.13 můžeme vidět průměrné výkonnostní křivky obou tlumičů varianty 4, které se vzájemně od sebe trochu liší, což je dáno výrobní nepřesností částí obou tlumičů, nebo nepřesností při jejich montáži. V grafu 3.12 jsou zase celkové průměrné výkonnostní křivky varianty 4, které jsou vytvořené z průměrů obou měřených tlumičů.



Graf 3.14: Rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 4

V grafu 3.14 je znázorněn rozdíl průměrných útlumových sil mezi oběma tlumiči varianty 4. Oba režimy tlumičů (roztahování i stlačování) jsou odlišeny barevně dle legendy v příslušném grafu. Kladná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil znamená, že útlumová síla je větší na 1. tlumiči o daný rozdíl oproti 2. tlumiči. Záporná hodnota rozdílu průměrných útlumových sil zase znamená, že útlumová síla je větší na 2. tlumiči o daný rozdíl oproti 1. tlumiči.

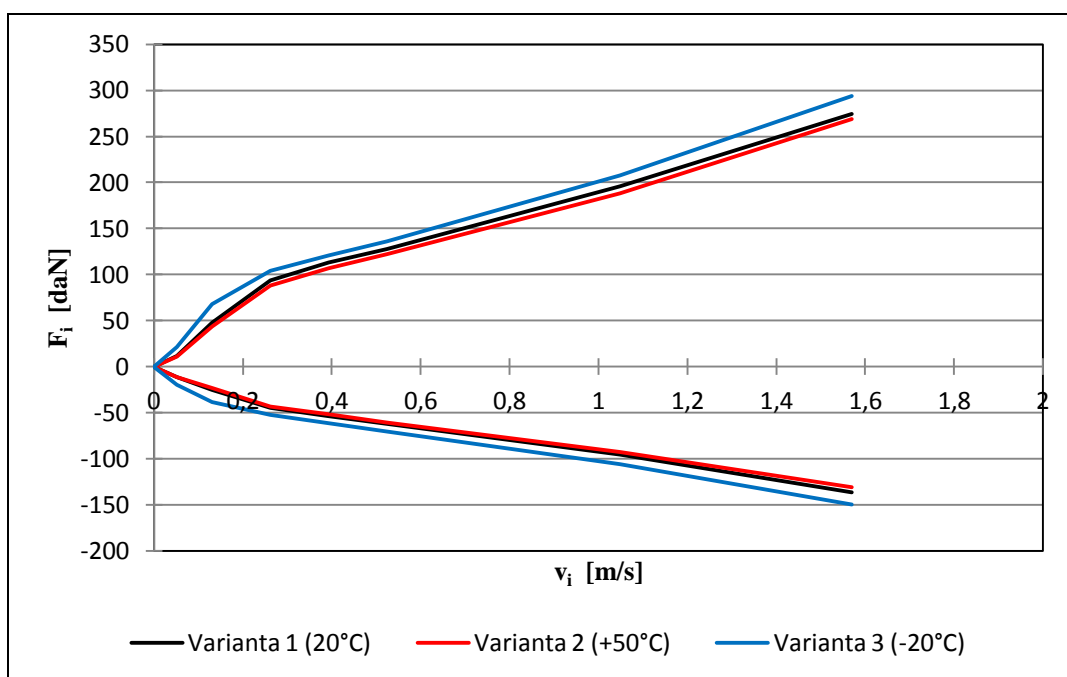
Při roztahování tlumiče je tedy vidět, že 1. tlumič má větší útlumové síly s výjimkou při rychlosti **0,052 m/s**, **0,130 m/s** a **1,570 m/s** s maximálním rozdílem při rychlosti **0,262 m/s**. Při stlačování tlumiče má zase větší útlumové síly 2. tlumič v celém rozsahu rychlostí, přičemž je maximální rozdíl při rychlosti **1,048 m/s**. Rozdíly průměrných útlumových sil varianty 4 jsou vypočítány dle vzorce (3.3) a (3.4).

3.4.4 Porovnání jednotlivých variant:

V této části se mezi sebou porovnají jednotlivé varianty. Nejprve ty které mají stejnou skladbu ventilů, ale jinou teplotu tlumiče a poté varianty se stejnou teplotou tlumiče, ale s jinou skladbou ventilů. Porovnávají se jednotlivé celkové průměrné výkonnostní křivky příslušných variant a navíc jsou znázorněny rozdíly útlumových sil mezi nimi.

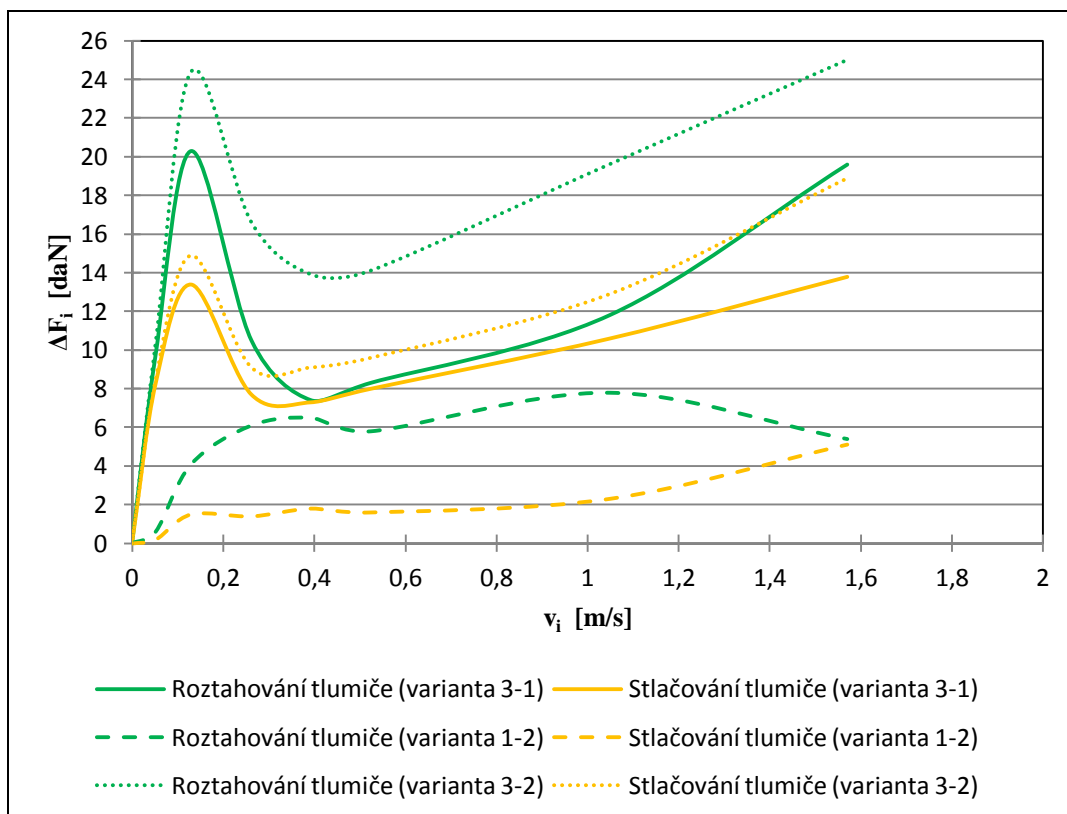
Varianta 1, varianta 2 a varianta 3:

Porovnání se provádí mezi variantou 1, variantou 2 a variantou 3. Všechny tyto varianty mají stejnou skladbu ventilů a tudíž je jediný rozdíl mezi nimi teplota tlumiče.



Graf 3.15: Porovnání celkových průměrných výkonnostních křivek varianty 1,2,3

Z výkonnostních křivek jednotlivých variant v grafu 3.15 vyplývá, že se vzrůstající teplotou tlumiče klesá útlumová síla při jeho roztahování i stlačování. S klesající teplotou tlumiče zase útlumová síla roste. Z toho plyne, že největšího útlumu je dosaženo v obou režimech tlumiče u varianty 3, kde je teplota tlumiče -20 °C. Nejmenšího útlumu je zase dosaženo u varianty 2, kde je teplota tlumiče +50 °C. To je dáno díky tomu, že při změně teploty dochází ke změně viskozity oleje. S rostoucí teplotou klesá viskozita a tím pádem i útlumová síla a naopak.



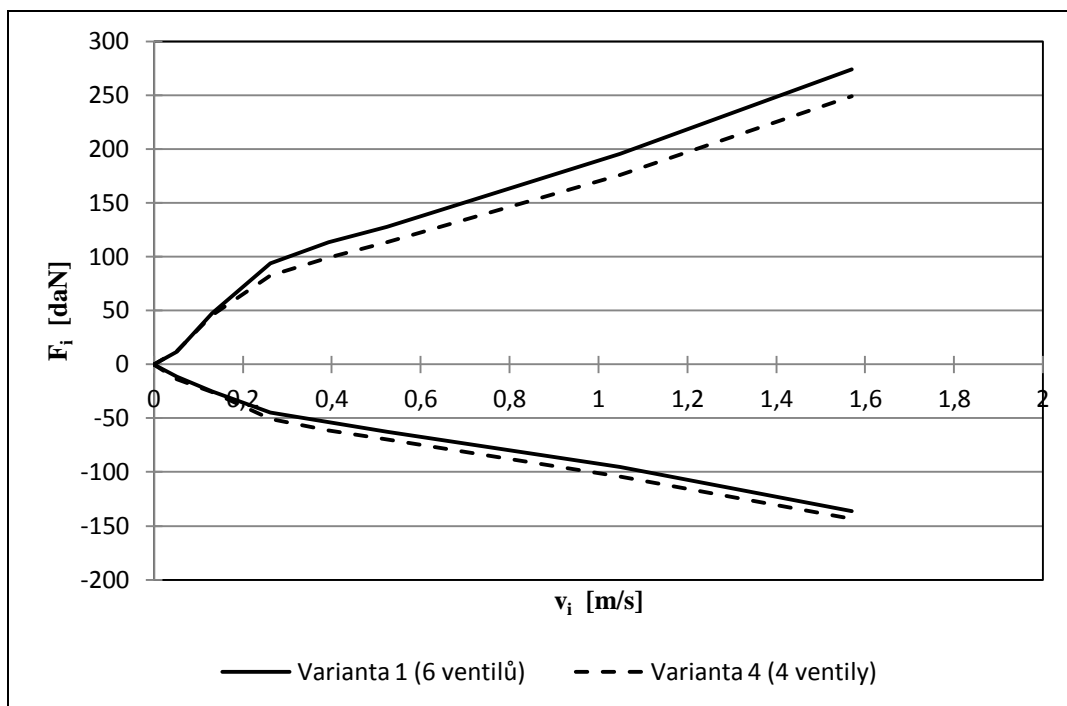
Graf 3.16: Rozdíly celkových průměrných útlumových sil mezi variantou 1,2,3

V grafu 3.16 jsou znázorněny rozdíly celkových průměrných útlumových sil, mezi jednotlivými variantami. Je patrné, že největší rozdíl u roztahování i stlačování tlumiče je mezi variantou 3 (-20 °C) a variantou 2 (+50 °C), protože mezi těmito variantami je největší teplotní rozdíl a to 70 °C. Nejmenšího rozdílu u roztahování i stlačování tlumiče, je zase dosaženo mezi variantou 1 (20 °C) a variantou 2 (+50 °C). Nejmenší rozdíl proto, protože mezi těmito variantami je nejmenší teplotní rozdíl a to pouze 30 °C. Při stlačování i roztahování tlumiče mezi variantou 3 a variantou 2 a mezi variantou 3 a variantou 1 je patrné skokové navýšení rozdílů útlumových sil kolem rychlosti 0,15 m/s. Poté následuje maximální pokles rozdílů při rychlosti mezi 0,3 m/s a 0,45 m/s a pak se již rozdíly při každé další rychlosti zvyšují. Mezi variantou 1 a variantou 2 se skokové navýšení rozdílů útlumových sil neprojevuje. Rozdíly celkových průměrných útlumových sil jsou vypočítány dle vzorce (3.5). Příslušná varianta se dosazuje dle legendy v grafu.

$$\Delta F_i = F_i (\text{příslušná varianta}) - F_i (\text{příslušná varianta}) \quad (3.5)$$

Varianta 1 a varianta 4:

Porovnání se provádí u varianty 1 a varianty 4. Obě tyto varianty mají stejnou teplotu tlumiče, která je udržovaná na teplotě okolí, což je +20 °C, ale mají rozdílnou skladbu ventilů.

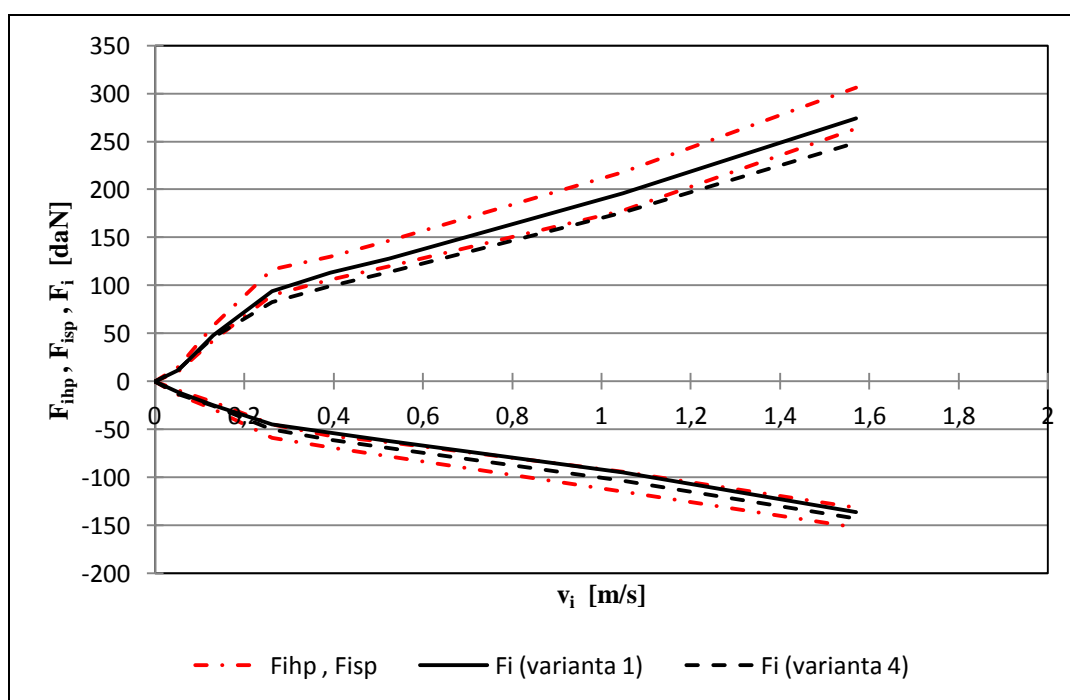


Graf 3.17: Porovnání celkových průměrných výkonnostních křivek varianty 1,4

Z výkonnostních křivek obou variant v grafu 3.17 vyplývá, že největší útlumová síla při roztahování tlumiče je dosažena u varianty 1, zatímco největší útlum při stlačování tlumiče je u varianty 4. Z toho plyne, že při použití většího počtu stejných ventilů roste tuhost celé sestavy výkonových ventilů. Díky menší propustnosti oleje sestavou výkonových ventilů roste tlakový spád a potom i útlum celého tlumiče v režimu roztahování. Přesto, že je největšího útlumu při stlačování tlumiče dosaženo u varianty 4, tato hodnota útlumu by měla být u obou variant stejná. Při stlačování tlumiče totiž nemají tyto výkonové ventily žádnou funkci (mají vliv pouze na roztahování tlumiče). Za tímto rozdílem mohou být výrobní nepřesnosti nebo nepřesnosti při montáži tlumiče, ale v úvahu se také musí brát případné chyby měření. Útlum při stlačování tlumiče lze samozřejmě také měnit změnou konstrukčního uspořádání určitých dílů, ale v našem případě zůstaly ostatní součásti v námi měřených tlumičích beze změny.

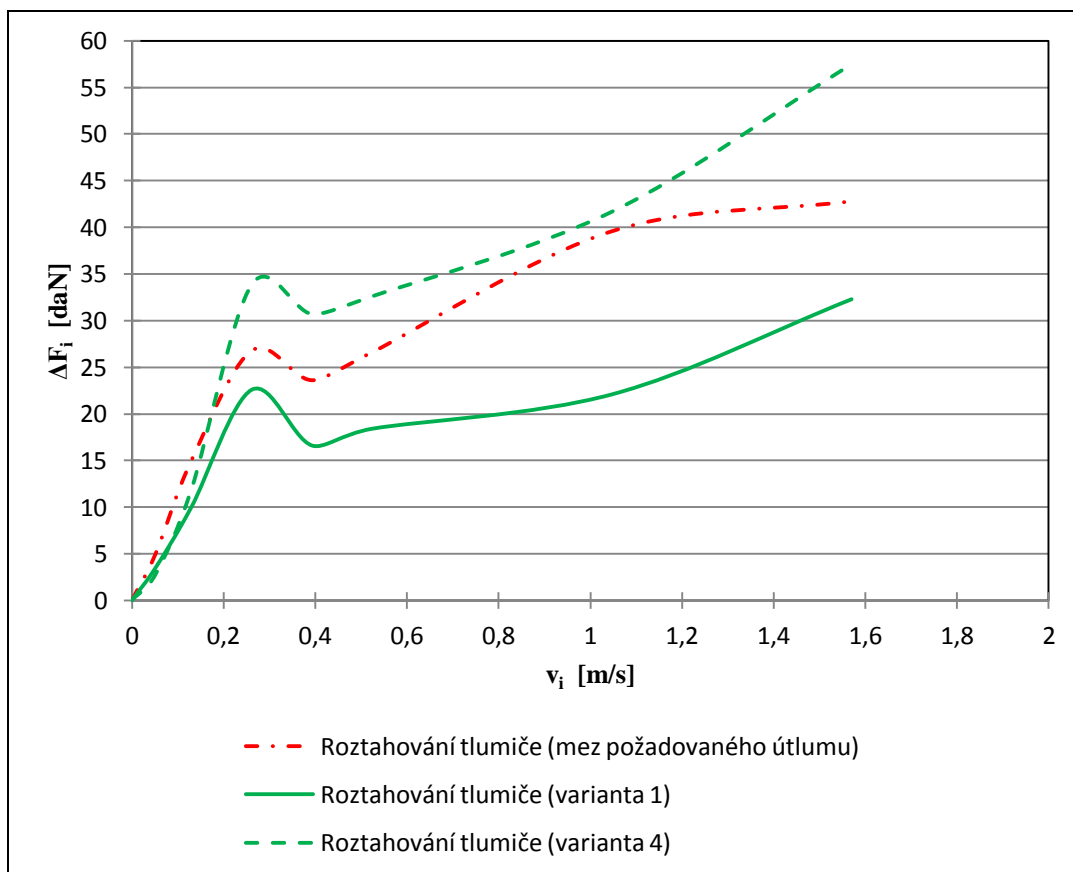
Varianta 1, varianta 4 a požadavky firmy Ford:

Porovnání se provádí u varianty 1 a varianty 4 s požadavky firmy Ford. Porovnání varianty 1 a varianty 4 již bylo provedeno, ale v tomto případě se pokusíme vyhodnotit, jestli finální varianta 1 opravdu splňuje požadavky útlumových sil firmy Ford a jak ve srovnání s požadavky dopadne náhodná varianta 4. Pro splnění požadavků musí obě dvě celkové průměrné výkonnostní křivky (roztahovací i stlačovací) jednotlivých variant ležet v požadovaných mezích útlumu dané firmou Ford.



Graf 3.18: Porovnání výkonnostních křivek varianty 1,4 s požadavky firmy Ford

V grafu 3.18 je vidět, že zatímco se u varianty 1 výkonnostní křivka při roztahování tlumiče nachází v požadovaných mezích útlumu, u varianty 4 se ta samá křivka nachází mimo požadované meze. Při stlačování tlumiče se výkonnostní křivka varianty 1 nachází na samotné hranici požadovaných mezí útlumu a u varianty 4 v požadovaných mezích. Tento stav u stlačování ale nebudeme nijak vyhodnocovat z důvodů již uvedených a budeme se zabývat pouze režimem roztahování tlumiče. Pokud budeme brát při stlačování tlumiče určitou střední hodnotu útlumových sil obou variant, i když by měly být obě hodnoty stejné, můžeme říci, že varianta 1 opravdu splňuje požadavky firmy Ford a může být použita. Ve skutečnosti by samozřejmě muselo být provedeno měření a porovnání na mnohem větším počtu vzorku.



Graf 3.19: Ověření splnění požadavků firmy Ford u varianty 1 a 4

V grafu 3.19 je zobrazeno detailnější ověření splnění požadavků firmy Ford u varianty 1 a varianty 4 v režimu roztahování tlumiče. Stlačování tlumiče už nebude dále rozebíráno, z důvodů již uvedených. V grafu je vytvořena křivka zobrazující rozdíl útlumových sil mezi horní a spodní mezi požadovaných útlumových sil při roztahování tlumiče, jejíž hodnoty jsou vypočítány dle vzorce (3.6). S touto křivkou se porovnávají jednotlivé křivky, které vzniknou odečtením celkové průměrné útlumové síly dané varianty od horní meze požadovaných útlumových sil, dle vzorce (3.7). Porovnáním těchto křivek je patrné, že varianta 1 nepřesáhla mez požadovaného útlumu (není nad křivkou meze ani v záporných hodnotách) a proto požadavky firmy Ford pro režim roztahování opravdu splňuje, zatímco varianta 4 se za meze požadovaného útlumu dostala a tudíž požadavky nesplňuje.

$$\Delta F_i = F_{ihp} - F_{isp} \quad (3.6)$$

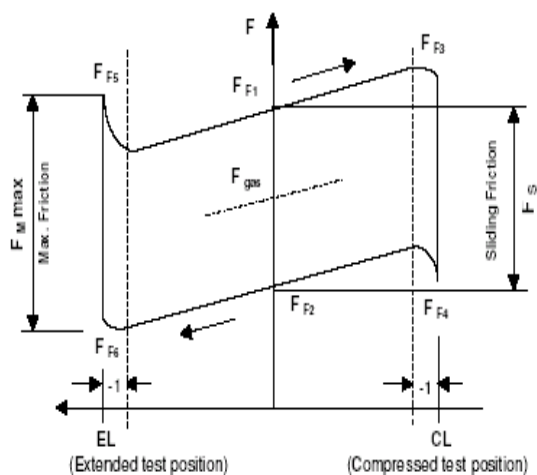
$$\Delta F_i = F_{ihp} - F_i \text{ (příslušná varianta 1 a 2)} \quad (3.7)$$

3.4.5 Samotný hydraulický útlum tlumiče:

Samotným hydraulickým útlumem tlumiče rozumíme útlum, který je dán pouze samotným průchodem oleje ventilovými systémy. Abychom mohly tento útlum zjistit, potřebujeme změřit útlumové síly tlumiče vyvolané pouze třením a tyto síly potom odečteme od celkové průměrné útlumové síly na sledovaném tlumiči. Pro naše měření volíme **variantu 1**, protože nejenže u ní známe celkové průměrné útlumové síly, ale hlavně vyhovuje požadavkům firmy Ford, což již bylo ověřeno.

Měření útlumových sil tlumiče vyvolaných třením:

Měření se provádí na mechanickém měřicím stavu, který je připojen na výpočetní techniku. Měřicí stav má lineární pohyb a rychlost jeho pohybu při našem měření je 1 cm/s. Při této rychlosti je zaručeno, že nedojde k deformaci výkonových ventilů a olej proudí pouze ventilem stálého průtoku. Útlumová síla vyvolaná pouze třením je měřena na celém tlumiči, tudíž zahrnuje jak tření pístu ve válci, tak tření pístnice ve vodítku a v těsnění. Na obr. 3.14 je znázorněno samotné schéma vyhodnocení, které zpracovává počítač. Jako celková maximální útlumová síla vyvolaná třením je počítačem určená síla $F_{M \max}$. Měříme jako vždy na dvou totožných tlumičích. Hodnota celkové útlumové síly vyvolaná třením je v podstatě platná pro celý rychlostní rozsah i pro roztahování a stlačování tlumiče. Měření provádíme jak bez bočního zatížení, tak i s bočním zatížením 50 Nm. Bočního zatížení je dosaženo tak, že na tlumič v délce 0,5 m je přes kladku připevněno závaží, které působí silou 100 N. V tab. 3.10 jsou všechny hodnoty útlumových sil vyvolaných třením, které jsou určeny počítačem.



Obr. 3.14: Schéma vyhodnocení útlumových sil na PC vyvolaných třením

Tab. 3.10: Tření bez a s bočním zatížením varianty 1

Tření bez bočního zatížení											
Vzorek	F_{F1} [N]	F_{F2} [N]	F_{gas} [N]	F_S [N]	F_{F3} [N]	F_{F4} [N]	F_{F5} [N]	F_{F6} [N]	F_{Mmax} CL [N]	F_{Mmax} EL [N]	F_{Mmax} [N]
1.tlumič	86,7	66	76,4	20,7	87,2	67	88	64,5	20,2	23,5	23,5
2.tlumič	90,9	64,5	77,7	26,4	90,3	67,2	93,2	62,9	23,1	30,3	30,3

Tření s bočním zatížením 50 Nm											
Vzorek	F_{F1} [N]	F_{F2} [N]	F_{gas} [N]	F_S [N]	F_{F3} [N]	F_{F4} [N]	F_{F5} [N]	F_{F6} [N]	F_{Mmax} CL [N]	F_{Mmax} EL [N]	F_{Mmax} [N]
1.tlumič	100,8	58,8	79,8	42,0	100,3	59,6	104,7	56,3	56,3	48,4	56,3
2.tlumič	103,8	58,4	81,1	45,4	102,9	60,3	109,4	54,9	42,6	54,5	54,5

F_{Mmax} [N] - celková maximální útlumová síla vyvolaná třením

- ostatní veličiny a jejich hodnoty z tab. 3.10 jsou pouze součástí výpočtu PC

Stanovení samotného hydraulického útlumu tlumiče:

Jednotlivé průměrné třecí síly F_{ti1} a F_{ti2} se rovnají celkovým maximálním útlumovým silám F_{Mmax} , dle tab. 3.10 a to jak bez bočního zatížení (BBZ), tak i s ním (SBZ). Tyto hodnoty platí pro režim roztahování i stlačování. Jelikož jsme u varianty 1 již dříve změřili celkovou průměrnou útlumovou sílu F_i a to bylo bez bočního zatížení, tak pro výpočet hydraulického útlumu bereme, že celková průměrná útlumová síla F_i varianty 1 se rovná F_{iBBZ} . Celková průměrná třecí síla s bočním zatížením F_{tiSBZ} nás zajímá v našem případě proto, abychom s její pomocí mohli zpětně určit celkovou průměrnou útlumovou sílu s bočním zatížením F_{iSBZ} . Vycházíme z toho, že hydraulický útlum F_{hi} je u BBZ i SBZ stejný. Dle vzorce (3.8) a (3.9) určíme celkovou průměrnou třecí sílu bez a s bočním zatížením. Pomocí vzorce (3.10) určíme průměrnou hydraulickou útlumovou sílu a vzorce (3.11) celkovou průměrnou útlumovou sílu s bočním zatížením.

$$F_{tiBBZ} = (F_{ti1BBZ} + F_{ti2BBZ}) / 2 \quad (3.8)$$

$$F_{tiSBZ} = (F_{ti1SBZ} + F_{ti2SBZ}) / 2 \quad (3.9)$$

$$F_{hi} = F_{iBBZ} - F_{tiBBZ} \quad (3.10)$$

$$F_{iSBZ} = F_{hi} + F_{tiSBZ} \quad (3.11)$$

F_{iBBZ} [N] - celková průměrná útlumová síla bez bočního zatížení

F_{ti1BBZ} [N] - průměrná třecí síla 1. tlumiče bez bočního zatížení

F_{ti2BBZ} [N] - průměrná třecí síla 2. tlumiče bez bočního zatížení

F_{tiBBZ} [N] - celková průměrná třecí síla bez bočního zatížení

F_{hi} [N] - průměrná hydraulická útlumová síla

F_{ti1SBZ} [N] - průměrná třecí síla 1. tlumiče s bočním zatížením

F_{ti2SBZ} [N] - průměrná třecí síla 2. tlumiče s bočním zatížením

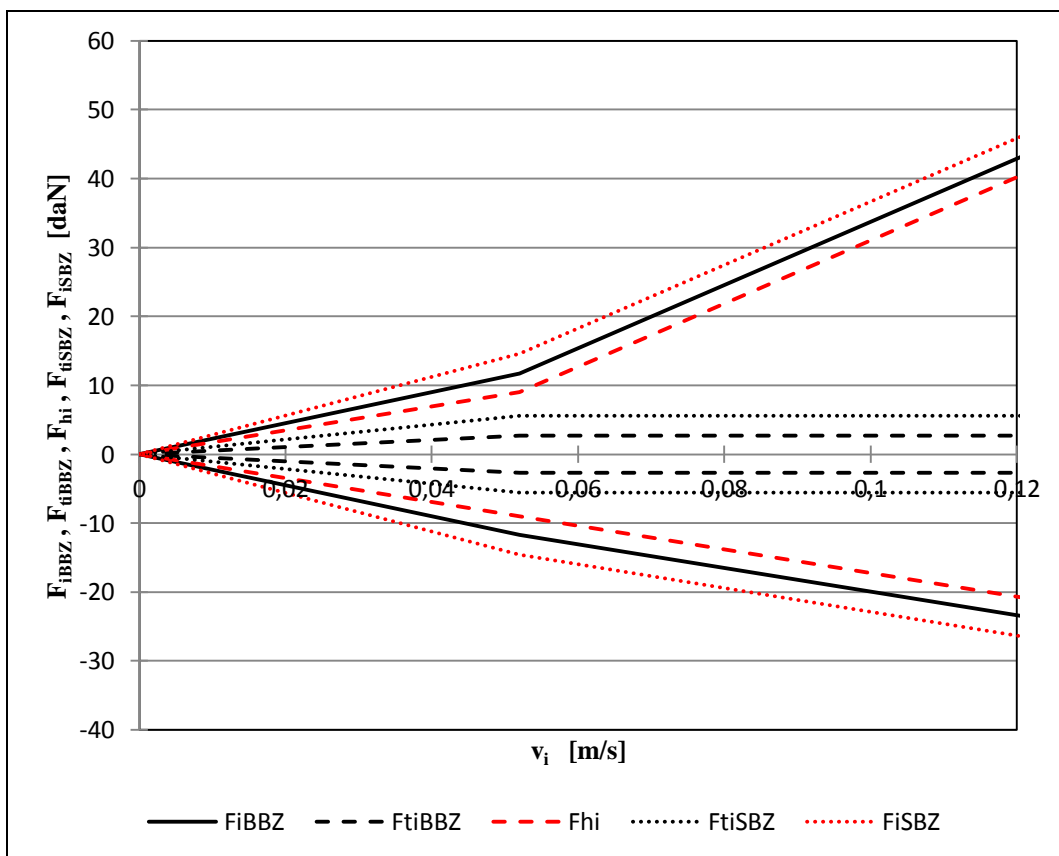
F_{tiSBZ} [N] - celková průměrná třecí síla s bočním zatížením

F_{iSBZ} [N] - celková průměrná útlumová síla s bočním zatížením

Tab. 3.11: Útlumové a třecí síly bez a s bočním zatížením varianty 1

	ROZTAHOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{iBBZ} [daN]	11,7	47,5	93,8	113,2	127,9	195,7	274,1
F_{ti1BBZ} [daN]	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
F_{ti2BBZ} [daN]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
F_{tiBBZ} [daN]	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
F_{hi} [daN]	9,0	44,8	91,1	110,5	125,2	193,0	271,4
F_{ti1SBZ} [daN]	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6
F_{ti2SBZ} [daN]	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
F_{tiSBZ} [daN]	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6
F_{iSBZ} [daN]	14,6	50,4	96,7	116,1	130,8	198,6	277,0

	STLAČOVÁNÍ						
v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{iBBZ} [daN]	-11,7	-25,1	-44,8	-53,9	-62,3	-95,3	-136,3
F_{ti1BBZ} [daN]	-2,4	-2,4	-2,4	-2,4	-2,4	-2,4	-2,4
F_{ti2BBZ} [daN]	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0
F_{tiBBZ} [daN]	-2,7	-2,7	-2,7	-2,7	-2,7	-2,7	-2,7
F_{hi} [daN]	-9,0	-22,4	-42,1	-51,2	-59,6	-92,6	-133,6
F_{ti1SBZ} [daN]	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6
F_{ti2SBZ} [daN]	-5,5	-5,5	-5,5	-5,5	-5,5	-5,5	-5,5
F_{tiSBZ} [daN]	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6	-5,6
F_{iSBZ} [daN]	-14,6	-28,0	-47,7	-56,8	-65,2	-98,2	-139,2



Graf 3.20: Detail průměrných výkonnostních křivek a hydraulického útlumu

V grafu 3.20 je zobrazen detail průměrných výkonnostních křivek a hydraulického útlumu varianty 1. Detail je použit pro lepší názornost, protože při zobrazení křivek při všech určených rychlostech by se v tomto zobrazení jednotlivé křivky překrývaly a nebyly by vidět závislosti mezi nimi. Z grafu je vidět, že křivky průměrné hydraulické útlumové síly (roztahovací i stlačovací) jsou menší než křivky celkové průměrné útlumové síly bez bočního zatížení a to o hodnotu celkové průměrné třecí síly bez bočního zatížení, která je v celém rozsahu rychlostí stejná (až od první měřené rychlosti, která je **0,052 m/s**). Křivky celkové průměrné útlumové síly s bočním zatížením jsou největší, a od křivek průměrné hydraulické útlumové síly jsou zvětšeny o hodnotu celkové průměrné třecí síly s bočním zatížením, která je také konstantní. Výsledné hodnoty všech třecích a útlumových sil jsou spolu s výslednými hydraulickými útlumovými silami v tab. 3.11 a jejich jednotlivé výpočty jsou provedeny dle vzorců (3.8) až (3.11). Hodnoty hydraulických útlumových sil potřebujeme znát pro výpočty v následující kapitole, která se zabývá pevnostním namáháním a ohybem výkonových ventilu.

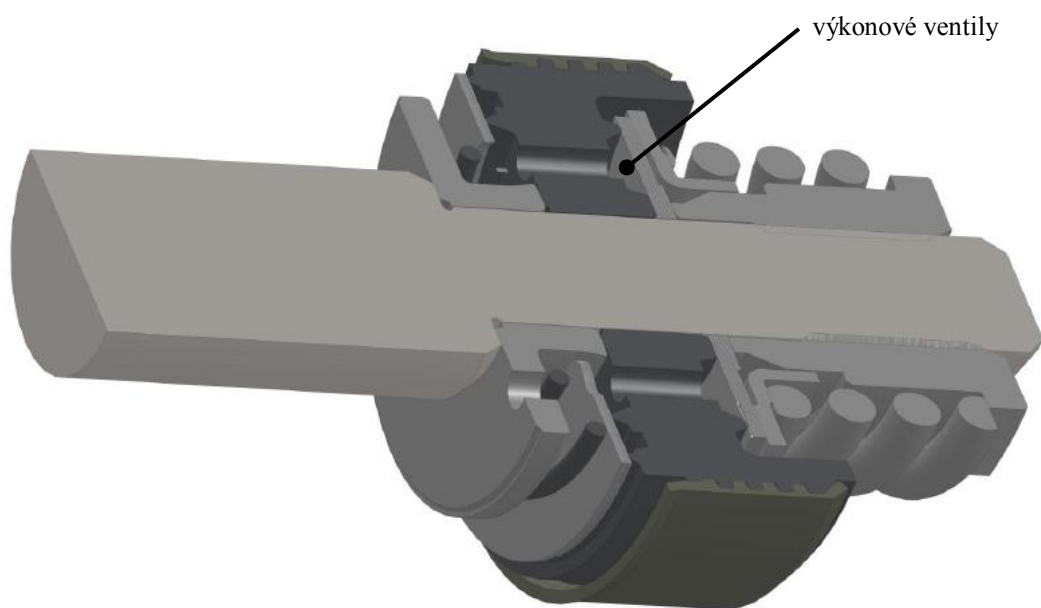
4. NUMERICKÁ SIMULACE PEVNOSTNÍHO NAMÁHÁNÍ VENTILŮ:

Tato kapitola se zabývá pevnostním namáháním a ohybem výkonových ventilů v pístu tlumiče kmitů v režimu roztahování. Těchto ventilů proto, protože mají největší vliv na největší útlum, který je právě v režimu roztahování. Určení maximálního napětí ve výkonových ventilech má vliv na posouzení vhodnosti jejich použití a tím i na životnost celého tlumiče. Ohybem výkonových ventilů zjistíme, jak se při jednotlivých rychlostech pístnice mění ohyb výkonových ventilů v pístu a tím i propustnost oleje celou výkonovou částí. Všechny výpočty i samotné MKP simulace se týkají varianty 1, která má specifické konstrukční uspořádání výkonových ventilů v pístu a teplotu tlumiče a odpovídá požadavkům firmy Ford. Proto některé hodnoty z minulé kapitoly slouží jako vstupní data pro tuto část práce.

Veškeré ukázky výpočtů jsou provedeny vzorově pro rychlost 0,525 m/s.

4.1 Tlak nad pístem a výkonovými ventily pístu:

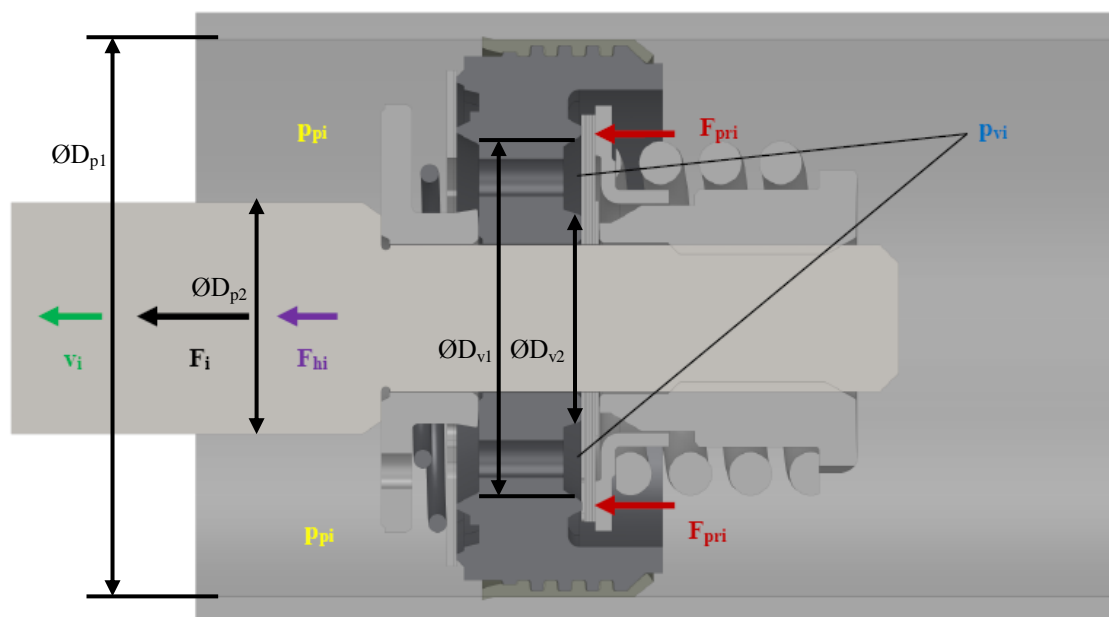
Abychom mohli určit maximální napětí ve výkonových ventilech pístu při všech zvolených rychlostech u varianty 1 a jejich následný maximální ohyb, potřebujeme nejprve zjistit, jaký tlak na výkonové ventily pístu p_{vi} působí. V této části jsou proto provedeny výpočty vedoucí k určení právě těchto tlaků při určených rychlostech.



Obr. 4.1: Výkonové ventily v řezu 3D modelu pístu

4.1.1 Zadané a vypočítané hodnoty:

Pro samotný výpočet tlaku nad výkonovými ventily je použita průměrná hydraulická útlumová síla tlumiče F_{hi} v režimu **roztahování** pro variantu 1. Pro zjednodušení výpočtů se neuvažuje viskozita oleje. Na obr. 4.2 jsou znázorněny všechny veličiny, které jsou obsaženy ve výpočtech tlaku nad výkonovými ventily a v MKP simulaci.



Obr. 4.2: Veličiny obsažené ve výpočtech tlaku a v MKP simulaci

D_{p1} [m] - vnitřní průměr pláště tlumiče

D_{p2} [m] - průměr pístnice

D_{v1} [m] - vnější průměr mezikruží nad výkonovými ventily pístu

D_{v2} [m] - vnitřní průměr mezikruží nad výkonovými ventily pístu

S_p [m²] - plocha mezi vnitřním pláštěm a pístnicí

S_v [m²] - plocha mezikruží nad výkonovými ventily pístu

p_{pi} [Pa] - tlak nad pístem

Q_{vi} [m³·s⁻¹] - objemový průtok oleje

p_{vi} [Pa] - tlak nad výkonovými ventily pístu

Δp_i [Pa] - rozdíl tlaku

V tab. 4.1 jsou změřené hodnoty všech průměrů použitých ve výpočtech. V tab. 4.2 jsou zadané hodnoty průměrné hydraulické útlumové síly varianty 1 pro režim roztahování, které byly zjištěny v minulé kapitole a všechny výsledné hodnoty, které jsou zjištěny z výpočtů.

Tab. 4.1: Hodnoty jednotlivých průměrů použitých ve výpočtech

D_{p1} [m]	0,0301
D_{p2} [m]	0,0123
D_{v1} [m]	0,0198
D_{v2} [m]	0,0111

Tab. 4.2: Zadané a výsledné hodnoty z výpočtů

v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
F_{hi} [N]	90	448	911	1105	1252	1930	2714
p_{pi} [MPa]	0,151833	0,755792	1,536889	1,864174	2,112169	3,255979	4,578615
Q_{vi} [cm³/s]	30,823	77,058	155,302	232,953	310,604	621,208	930,627
p_{vi} [MPa]	0,151825	0,755743	1,536691	1,863728	2,111375	3,252804	4,571490
Δp_i [Pa]	8	49	198	446	794	3174	7124

Plochy jsou počítány s průměry uvedenými v tab. 4.1 pomocí vzorců (4.1) a (4.2).

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_{p1}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{p2}^2}{4} \quad (4.1)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 0,0301^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,0123^2}{4} = \underline{\underline{0,000\,592\,756\,m^2}}$$

$$S_v = \frac{\pi \cdot D_{v1}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{v2}^2}{4} \quad (4.2)$$

$$S_v = \frac{\pi \cdot 0,0198^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,0111^2}{4} = \underline{\underline{0,000\,211\,139\,m^2}}$$

Tlak nad pístem je vypočítaný pomocí průměrné hydraulické útlumové síly, která je uvedena v tab. 4.2 a plochy mezi vnitřním pláštěm a pístnicí, dle vzorce (4.3).

$$p_{pi} = \frac{Fh_i}{S_p} \quad (4.3)$$

$$p_{pi} = \frac{1252}{0,000592756} = 2\,112\,169 \text{ Pa} = \underline{\underline{2,112\,169 \text{ MPa}}}$$

Objemový průtok oleje je určený plochou mezi vnitřním pláštěm a pístnicí a rychlostí pístnice dle vzorce (4.4).

$$Q_{vi} = S_p \cdot v_i \quad (4.4)$$

$$Q_{vi} = 0,000592756 \cdot 0,524 = 0,000\,310\,604 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{\underline{310,604 \text{ cm}^3/\text{s}}}$$

Na obr. 4.3 jsou uvedeny hodnoty použitého tlumičového oleje **FUCHS** (TITAN SAF 5004 EU 200). Jelikož v našich výpočtech pro zjednodušení zanedbáváme viskozitu oleje, pro následující výpočty tudíž potřebujeme znát pouze hustotu tohoto oleje.

TITAN SAF 5004 EU 200 is uncolored.		
CHARACTERISTICS		
Density at 15 °C	DIN 51757	0,840 g/ml
Flash Point, CoC	DIN ISO 2592	140 °C
Pour Point	DIN ISO 3016	-51 °C
Kinematic Viscosity at 20°C	DIN 51562-1	23,0 mm²/s
Kinematic Viscosity at 40°C	DIN 51562-1	11,3 mm²/s
Kinematic Viscosity at 100°C	DIN 51562-1	3,1 mm²/s
Dynamic Viscosity at -40°C	DIN 51398 (Brookfield)	2100 mPas
Viscosity Index	DIN-ISO 2909	142
Volatility (Noack 1h/120°C)	DIN 51 581	1,05 %
Volatility (Noack 1h/150°C)	DIN 51 581	4,3 %

Obr. 4.3: Hodnoty použitého tlumičového oleje FUCHS

Pro výpočet tlaku nad výkonovými ventily pístu je použita **Bernoulliho rovnice** v tlakovém tvaru se zanedbáním výšky dle vzorce (4.5), která vznikla z rovnice (2.4). V rovnici (4.6) je vyjádřena rychlost oleje nad výkonovými ventily v_{vi} kterou neznáme, pomocí rovnice kontinuity a vzorec (4.7) nám určuje vyjádření samotného tlaku nad výkonovými ventily pístu.

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_i^2 + p_{pi} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{vi}^2 + p_{vi} \quad (4.5)$$

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_i^2 + p_{pi} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{vi}}{S_v} \right)^2 + p_{vi} \quad (4.6)$$

$$p_{vi} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_i^2 + p_{pi} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{vi}}{S_v} \right)^2 \quad (4.7)$$

$$p_{vi} = \frac{1}{2} \cdot 840 \cdot 0,524^2 + 2112169 - \frac{1}{2} \cdot 840 \cdot \left(\frac{0,000310604}{0,000211139} \right)^2$$

$$p_{vi} = 2\,111\,375 \text{ Pa} = \underline{\underline{2,111\,375 \text{ MPa}}}$$

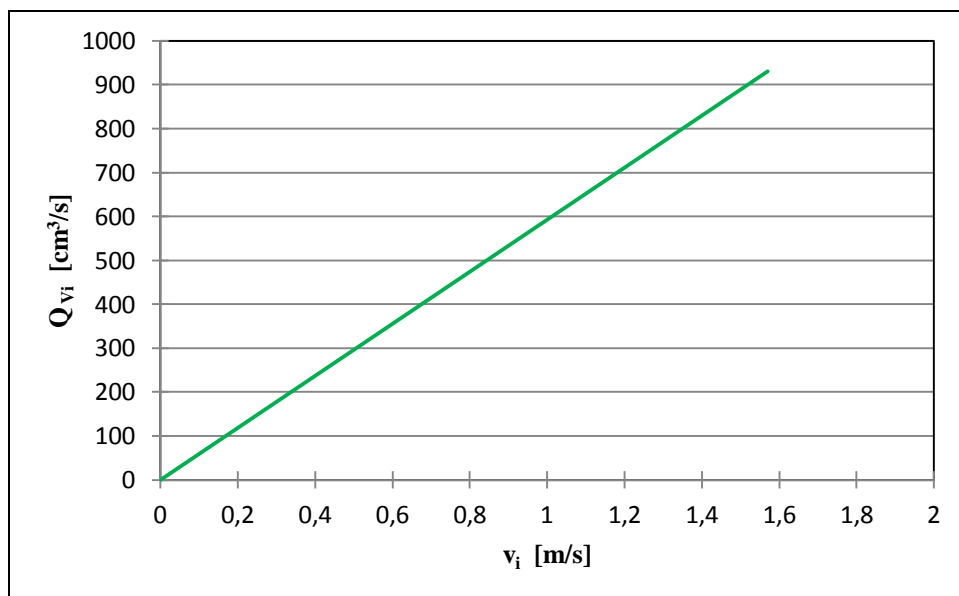
Rozdíl mezi tlakem nad pístem a tlakem nad výkonovými ventily pístu je dle vzorce (4.8).

$$\Delta p_i = p_{pi} - p_{vi} \quad (4.8)$$

$$\Delta p_i = 2112169 - 2111375 = \underline{\underline{794 \text{ Pa}}}$$

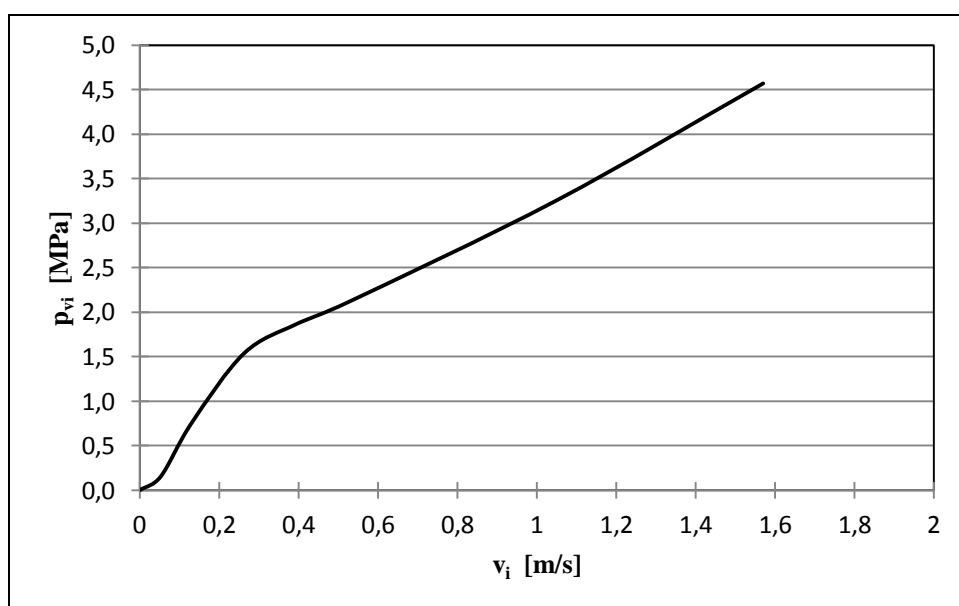
Výsledné grafy:

Grafy jsou sestaveny z několika výsledných hodnot, které jsou uvedeny v tab. 4.2 a jsou vzorově spočítány pro rychlost **0,524 m/s**. Všechny hodnoty v jednotlivých grafech jsou vyjádřeny v závislosti na předem zvolených rychlostech pístnice.



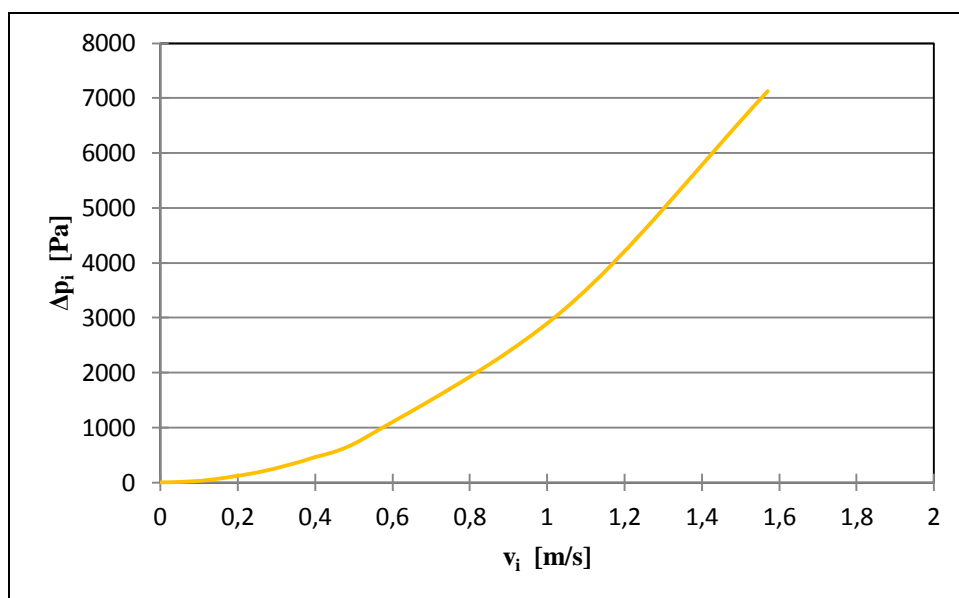
Graf 4.1: Závislost velikosti objemového průtoku oleje na rychlosti pístnice

V grafu 4.1 je vidět závislost velikosti objemového průtoku oleje na rychlosti pístnice. Je patrné, že s rostoucí rychlostí pístnice křivka objemového průtoku oleje stoupá lineárně a to proto, protože plocha mezi vnitřním pláštěm a pístnicí je stejná a mění se pouze samotná rychlost pístnice. Jednotky cm^3/s jsou použity pro názornější porovnání jednotlivých hodnot při různých rychlostech.



Graf 4.2: Závislost velikosti tlaku nad výkonovými ventily na rychlosti pístnice

V grafu 4.2 je znázorněná závislost velikosti tlaku nad výkonovými ventily pístu na rychlosti pístnice. Křivka tlaku nad výkonovými ventily pístu s rostoucí rychlostí pístnice stoupá. Křivka tlaku nad pístem v závislosti na rychlosti pístnice zobrazena není, protože rozdíly hodnot mezi těmito křivkami jsou malé a křivky by se při tomto zobrazení částečně překrývali. Z tohoto důvodu je místo toho zobrazen graf 4.3, v kterém je zobrazena závislost velikosti rozdílu tlaku na rychlosti pístnice. Jedná se o velikost rozdílu mezi tlakem nad pístem a tlakem nad výkonovými ventily pístu. S rostoucí rychlostí pístnice křivka rozdílu tlaku stoupá exponenciálně, protože tyto rozdíly tlaku se s rostoucí rychlostí zvětšují.



Graf 4.3: Závislost velikosti rozdílu tlaku na rychlosti pístnice

4.2 Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu:

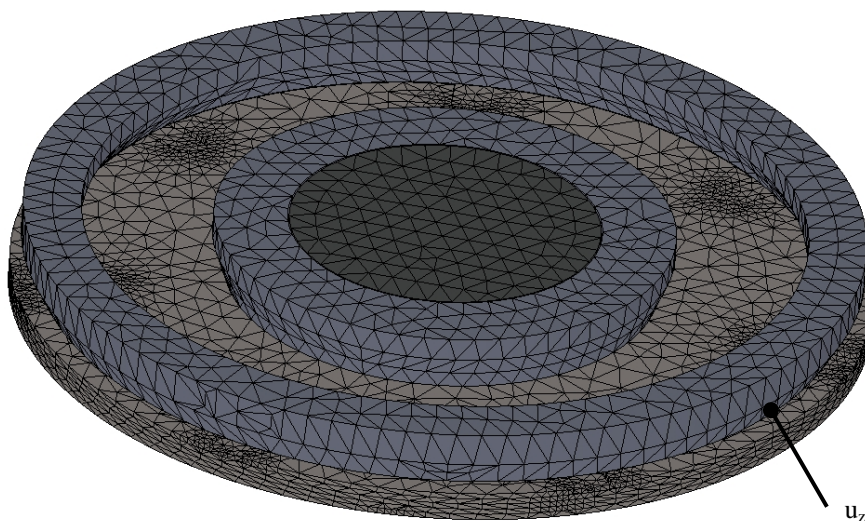
Zjištění všech těchto hodnot při všech určených rychlostech pístnice je provedeno pomocí simulace ve 3D v programu **Solid Works Simulation**, který pracuje na principu metody konečných prvků (MKP). Celá simulace probíhá na části objemového modelu, který je vytvořen z celkového modelu tlumiče. Pouze na části proto, protože výpočet na celém modelu by byl časově velmi náročný a pro naše potřeby bezvýznamný. Rozměry jednotlivých dílů sledovaného tlumiče potřebné k vytvoření modelu tlumiče, jsou přebrány z výkresové dokumentace firmy Monroe a nejsou součástí diplomové práce. Veličiny potřebné pro výpočet MKP simulace známe, nebo jsou již vypočítané.

4.2.1 Průběh MKP simulace:

Jak již bylo zmíněno, simulace je prováděna v programu Solid Works Simulation. Nejprve byly z propůjčené výkresové dokumentace vytvořeny v programu Solid Works objemové modely jednotlivých dílů a z nich byla sestavena sestava pístu tlumiče. Z ní byl vytvořen objemový model sestavy použitelný pro naši simulaci, který obsahuje pouze části dílů, které nám naši simulaci ovlivňují. Jedná se o ventilovou sadu, část pístnice a část pístu s maticí. Řez použitým 3D modelem sestavy se znázorněním externího zatížení pro MKP simulaci je znázorněn na obr. 4.4. V programu byl materiál výkonových ventilů pístu definován jako **DIN 17222 (CK101)** a poté byla vytvořena na naší sestavě objemová síť, která je místy automaticky zjemněna. Program vygeneroval objemovou síť, která obsahuje **104 553** elementů, v kterých bude probíhat samotný výpočet. Objemová síť na modelu sestavy v MKP simulaci je zobrazena na obr. 4.5.

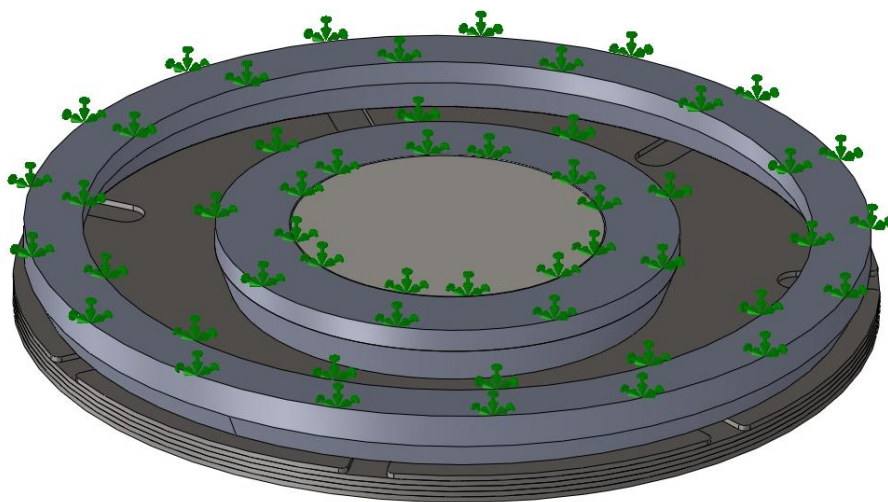


Obr. 4.4: Řez použitým 3D modelem sestavy pro MKP simulaci

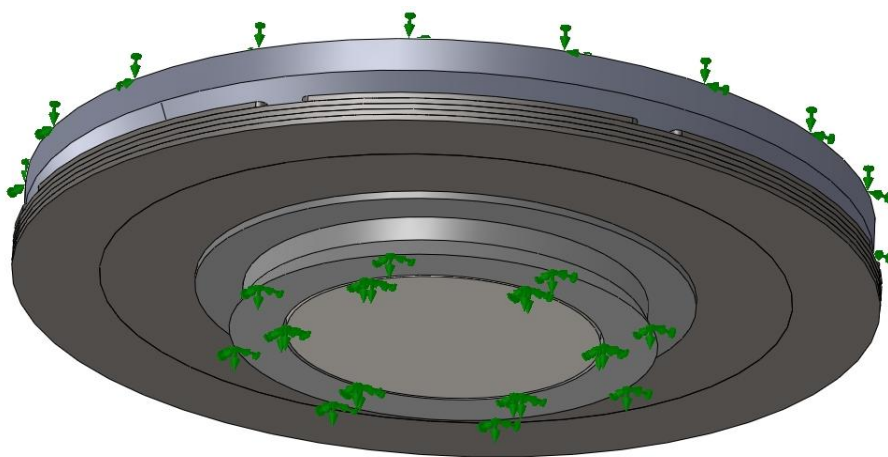


Obr. 4.5: Objemová síť na modelu sestavy v MKP simulaci

Z důvodu pohybu sestavy je nutno nastavit uchycení jednotlivých dílů. Jako způsob uchycení je zvolena fixní geometrie, která zaručí, že zvolená plocha se nemůže posouvat v žádném směru. Na obr. 4.6 a obr. 4.7 je zeleně znázorněno, jaké plochy jsou fixně uchyceny a to z pohledu ze shora a ze zdola. Jsou to obě plochy pístnice a obě dvě plochy pístu spolu s plochou matice.



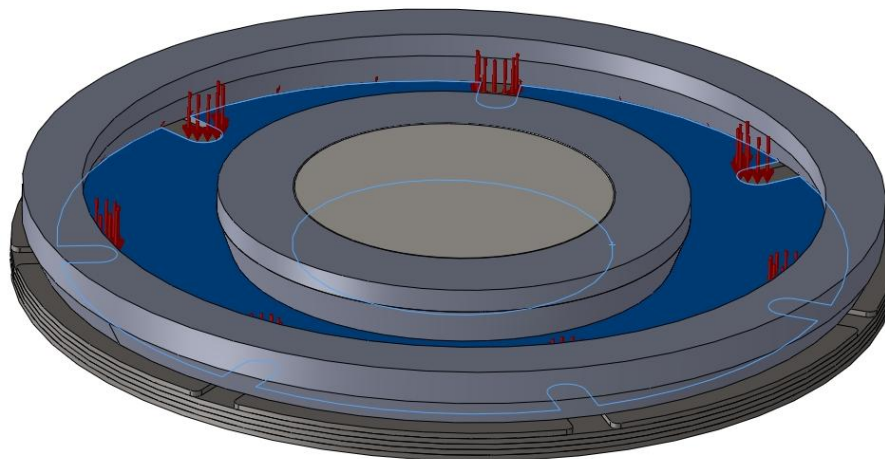
Obr. 4.6: Fixní uchycení jednotlivých ploch z pohledu ze shora



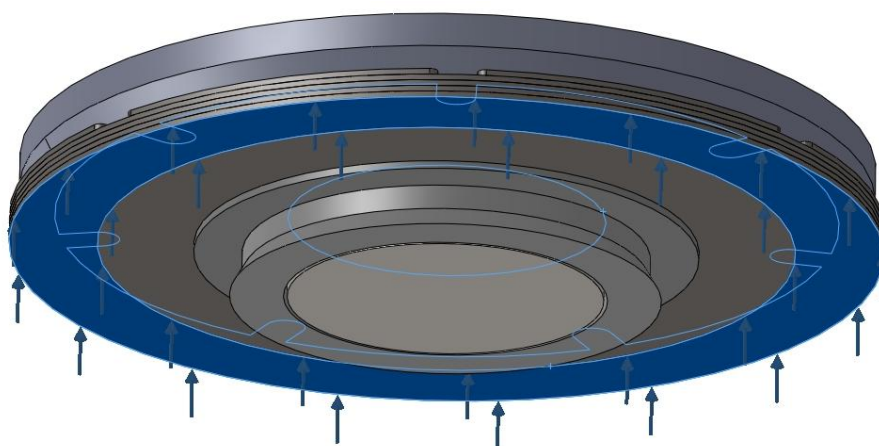
Obr. 4.7: Fixní uchycení jednotlivých ploch z pohledu ze zdola

Nyní následuje určení umístění a velikosti externího zatížení sestavy. Právě toto zatížení způsobí napětí ve výkonových ventilech pístu a jejich následný ohyb. Na obr. 4.8 je znázorněno externí zatížení, které je dáno tlakem nad výkonovými ventily pístu p_{vi} a jeho velikost je dle rychlosti pístnice v tab. 4.2. Druhé externí zatížení je dáno silou od pružiny F_{pri} , jejíž velikost je při všech rychlostech pístnice stejná a má velikost **112 N**.

Toto druhé externí zatížení je zobrazeno na obr. 4.9. Přesné umístění obou externích zatížení je dáno geometrií celé sestavy a vychází z výkresové dokumentace.



Obr. 4.8: Umístění p_{vi} jako externího zatížení



Obr. 4.9: Umístění F_{pi} jako externího zatížení

Nakonec se definuje počet iteračních kroků pro simulaci, aby byla zaručena požadovaná přesnost našich výpočtů. Proto je nastaveno **1 400** iteračních kroků, což tuto přesnost zaručí. Probíhá sedm jednotlivých variant MKP simulací, které se od sebe liší pouze velikostí externího zatížení, které je dáno tlakem nad výkonovými ventily pístu p_{vi} a vychází z jednotlivých rychlostí pístnice.

Po dosažení zvoleného počtu iteračních kroků u všech jednotlivých variant je výpočet celé MKP simulace ukončen.

4.2.2 Hodnoty získané z MKP simulace:

V tab. 4.3 jsou uvedeny zadané hodnoty a hodnoty získané z MKP simulace. Jedná se o maximální napětí ve výkonových ventilech pístu a jejich maximální ohyb, který určuje propustnost oleje celou touto výkonovou částí tlumiče. Výsledné hodnoty jsou pro všechny určené rychlosti pístnice v režimu roztahování u varianty 1.

Tab. 4.3: Zadané a výsledné hodnoty z MKP simulace

v_i [m/s]	0,052	0,130	0,262	0,393	0,524	1,048	1,570
p_{vi} [MPa]	0,151825	0,755743	1,536691	1,863728	2,111375	3,252804	4,571490
F_{pri} [N]	112	112	112	112	112	112	112
u_z [-]	104553	104553	104553	104553	104553	104553	104553
i_t [-]	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400
σ_{maxi} [MPa]	49,8	145,7	328,5	508,6	708,6	1229,2	1926,3
y_{maxi} [mm]	0	0	0,064	0,117	0,174	0,381	0,631

F_{pri} [N] - síla od pružiny

u_z [-] - počet elementů objemové sítě

i_t [-] - počet iteračních kroků MKP simulace

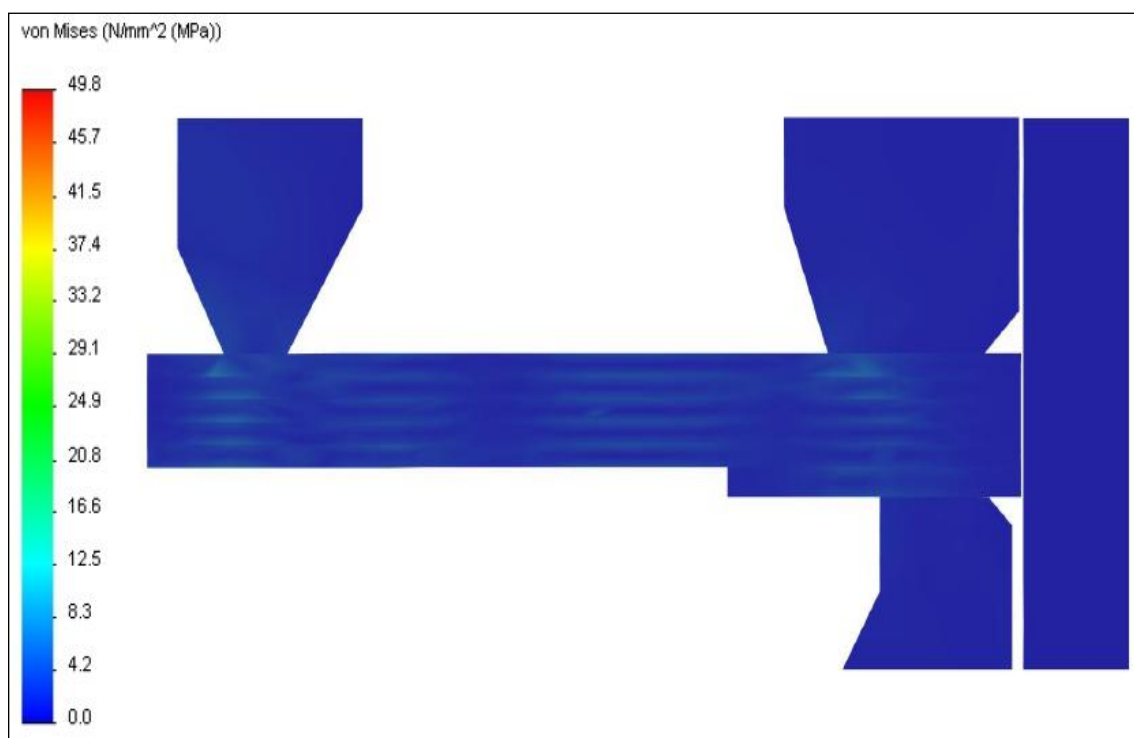
σ_{maxi} [MPa] - maximální napětí ve výkonových ventilech pístu

y_{maxi} [mm] - maximální ohyb výkonových ventilů pístu

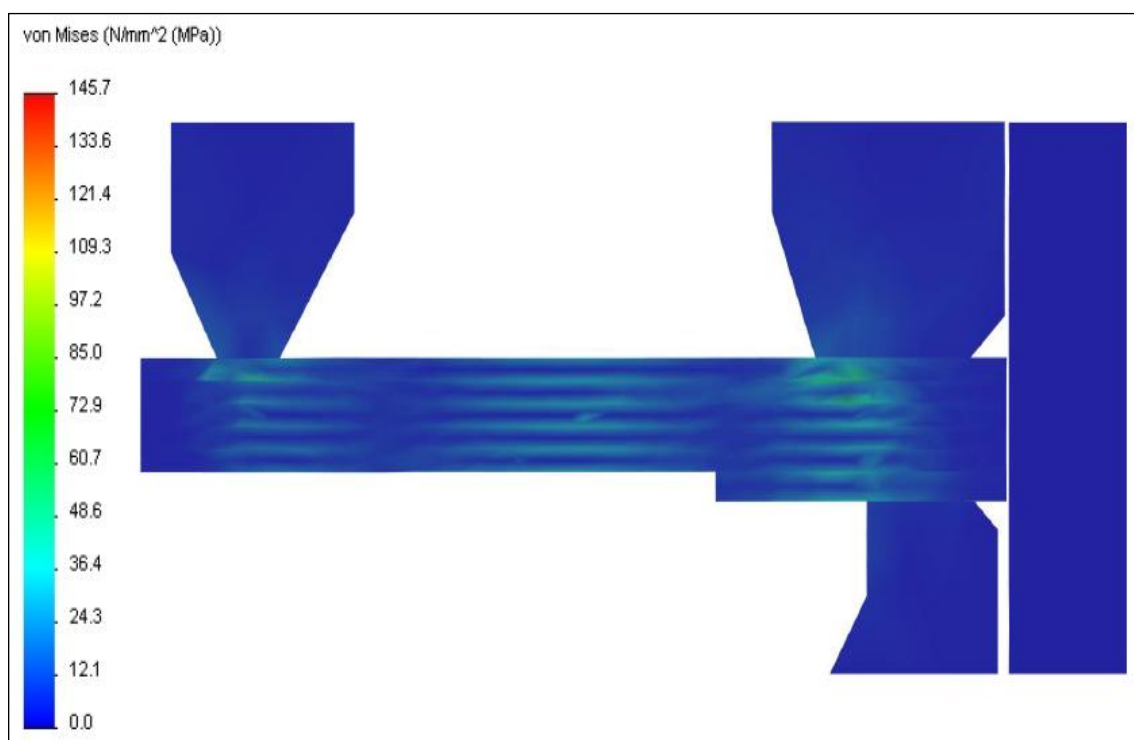
4.2.3 Vyhodnocení MKP simulace:

Jak již bylo uvedeno, MKP simulace je prováděna pro sedm rychlostí pístnice, z kterých plynou jednotlivá externí zatížení. Díky těmto rychlostem můžeme v jednotlivých obrázcích pozorovat, jak se s rostoucí rychlostí pístnice v režimu roztahování u varianty 1 mění velikost a umístění maximálního napětí ve výkonových ventilech pístu a zároveň velikost jejich ohybu.

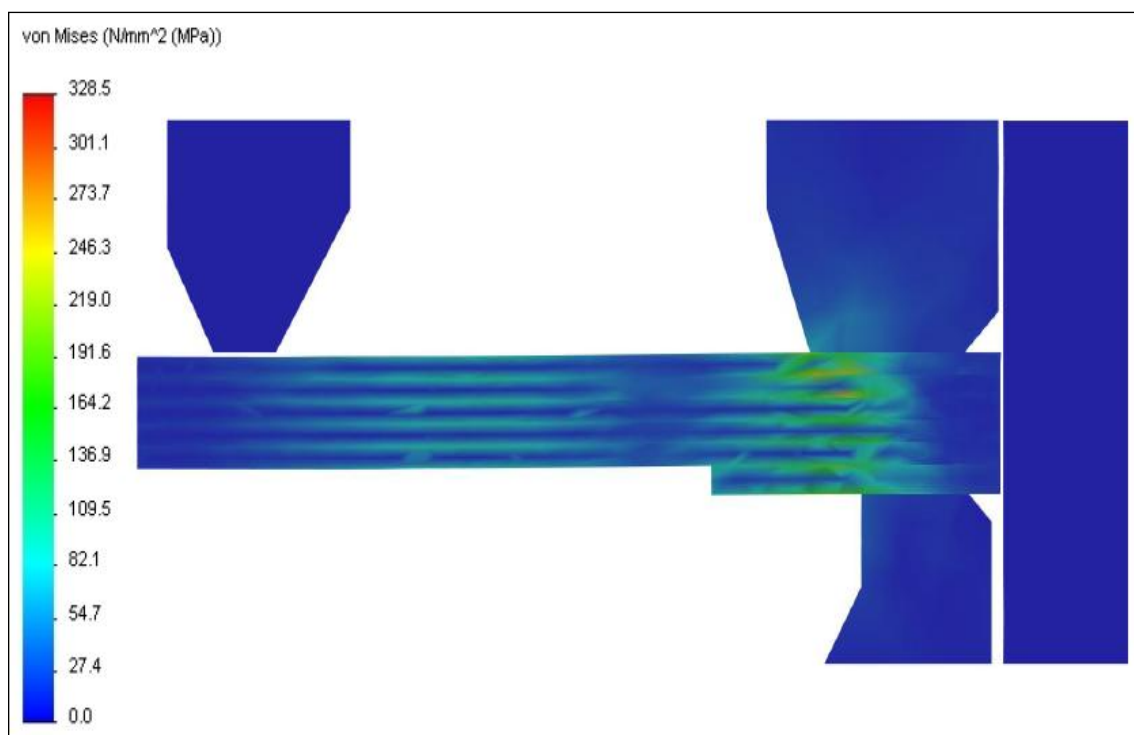
Všechny obrázky jsou pro lepší názornost a porovnání mezi sebou zobrazeny formou řezu ve 2D a to pro všechny určené rychlosti, i když samotná simulace probíhala na 3D modelu sestavy. Všechny výsledné hodnoty plynoucí z těchto obrázků (obr. 4.10 až obr. 4.16) při určitých rychlostech jsou uvedeny v tab. 4.3.



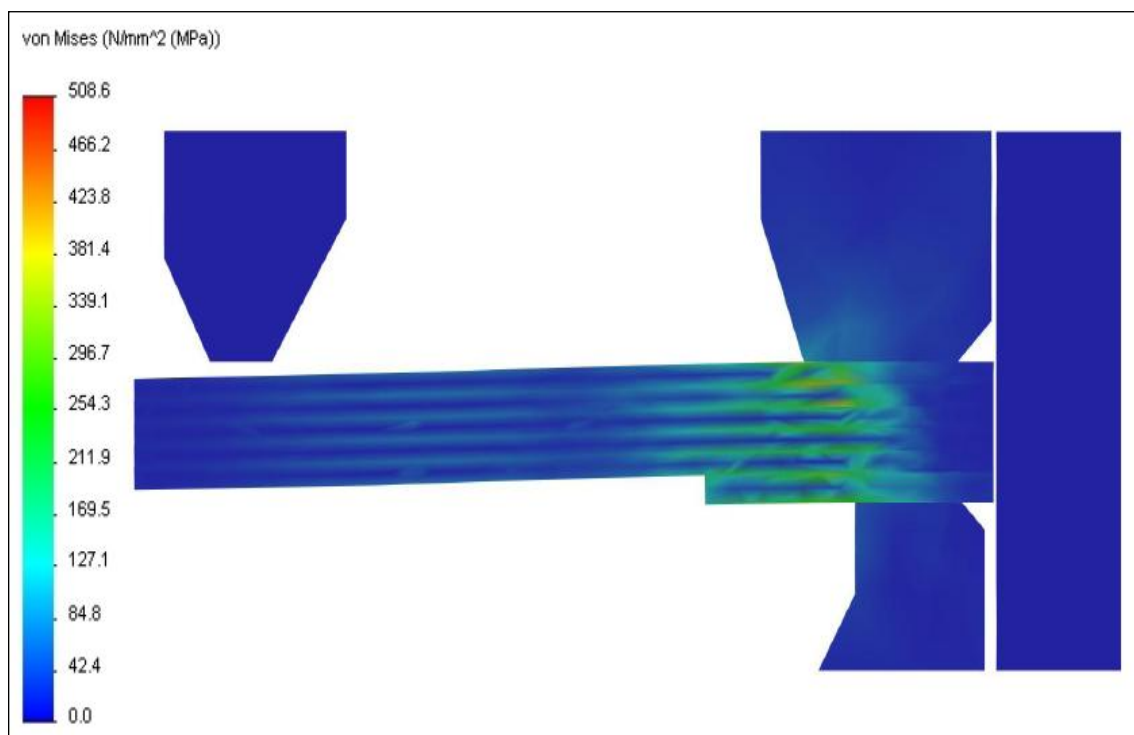
Obr. 4.10: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,052$ m/s)



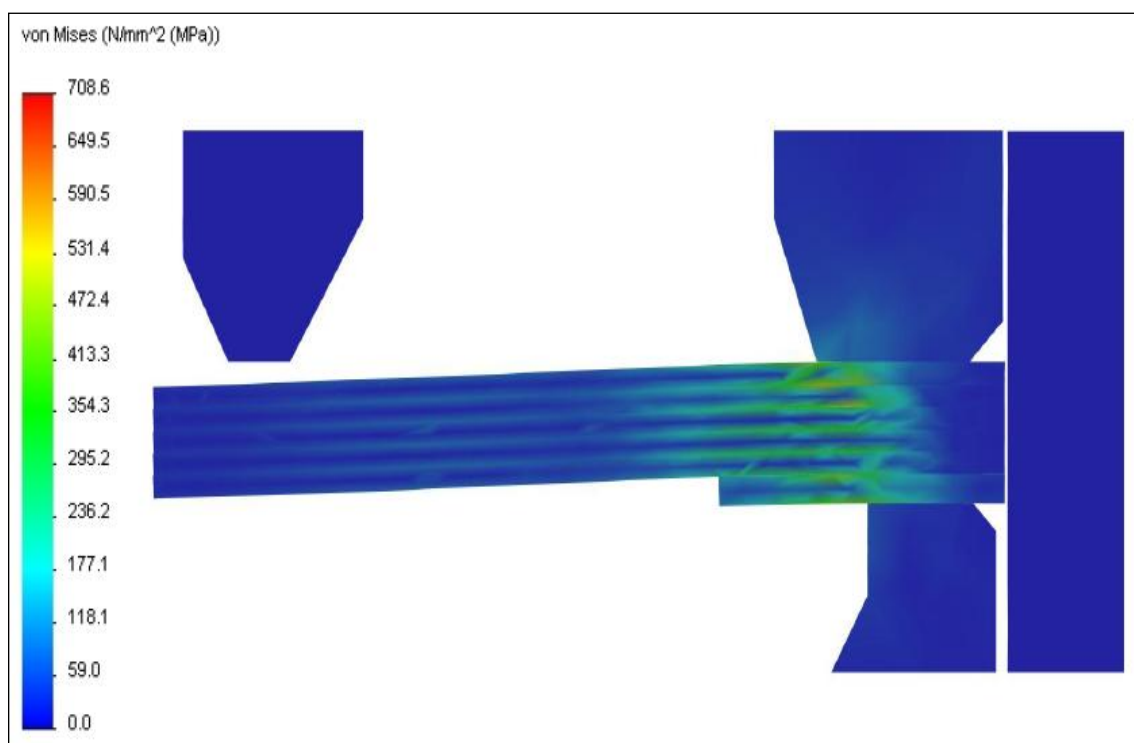
Obr. 4.11: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,130$ m/s)



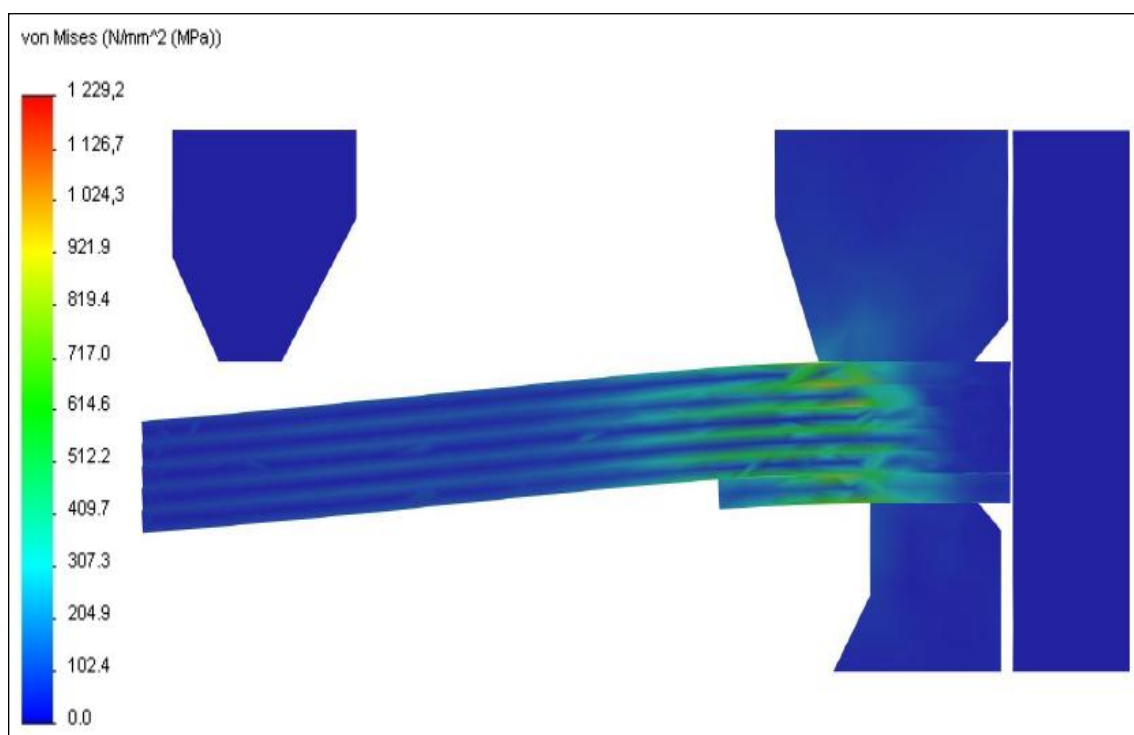
Obr. 4.12: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,262$ m/s)



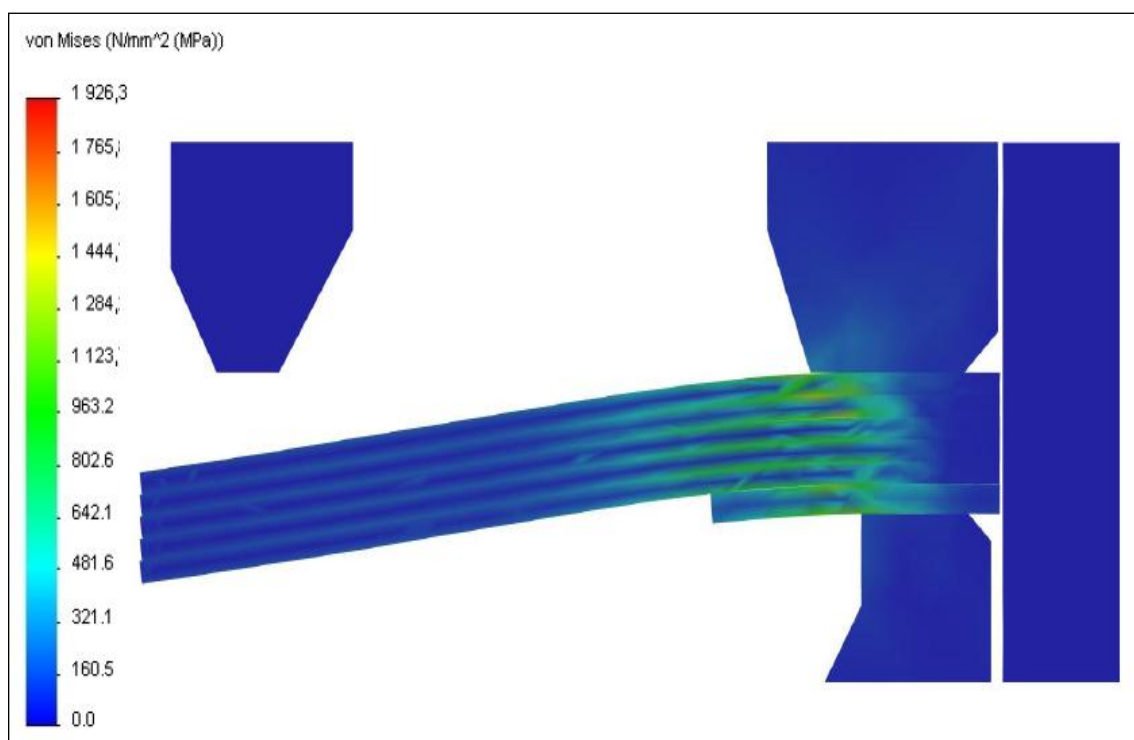
Obr. 4.13: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,393$ m/s)



Obr. 4.14: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 0,524$ m/s)

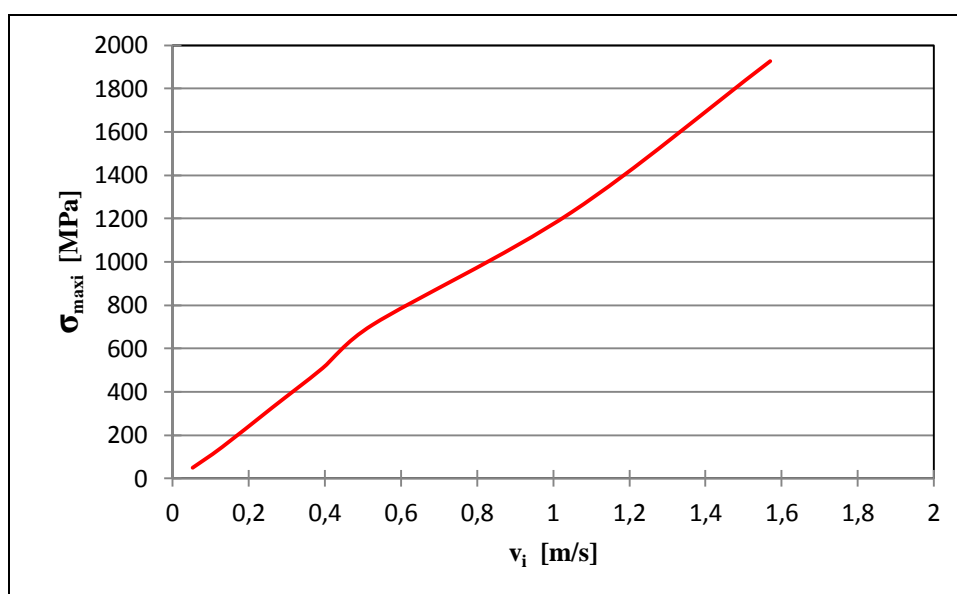


Obr. 4.15: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 1,048$ m/s)



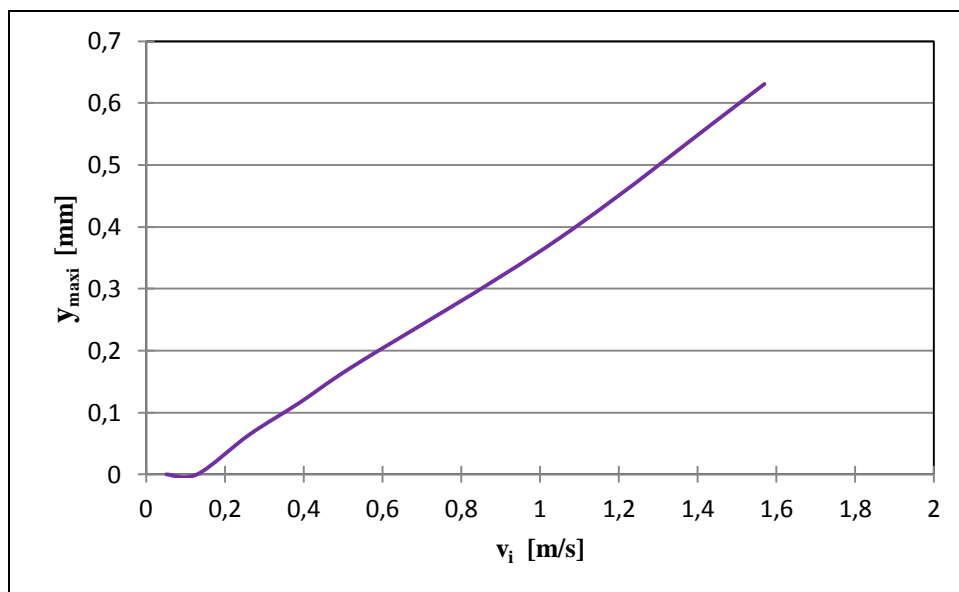
Obr. 4.16: Maximální napětí a ohyb výkonových ventilů pístu ($v_i = 1,570$ m/s)

Z uvedených obrázků je patrné, že s rostoucí rychlostí pístnice roste nejen tlak nad výkonovými ventily pístu, ale i jejich samotné maximální napětí a ohyb. V grafu 4.4 je znázorněna závislost velikosti maximálního napětí na rychlosti pístnice a je vidět, že s rostoucí rychlostí křivka maximálního napětí opravdu stále roste.



Graf 4.4: Závislost velikosti maximálního napětí na rychlosti pístnice

Závislost velikosti maximálního ohybu na rychlosti pístnice je zobrazena v grafu 4.5. S rostoucí rychlostí pístnice a tím i tlakem nad výkonovými ventily pístu je křivka maximálního ohybu výkonových ventilů pístu rovna nule až do rychlosti těsně nad **0,130 m/s**. Rovnost nule je dána tím, že do rychlosti **0,130 m/s** je síla vyvozená od pružiny větší než síla vyvozená z tlaku nad výkonovými ventily pístu a ty jsou proto stále přitlačovány pružinou k dorazu. To znamená, že do této rychlosti nedochází k deformaci výkonových ventilů v pístu a průtok oleje je pouze přes ventil stálého průtoku. Po dalším zvyšování rychlosti pístnice a tím i tlaku nad výkonovými ventily dochází k samotnému ohybu ventilů a tato křivka již stoupá skoro lineárně. Hodnoty maximálního ohybu výkonových ventilů pístu potřebujeme znát proto, abychom mohli pro jednu zvolenou rychlost upravit v našem objemovém modelu (celého pístu) výkonové ventily podle právě zjištěné velikosti jejich deformace. Poté může být provedena numerická simulace proudění oleje pístem tlumiče při této zvolené rychlosti v režimu roztahování, čímž se zabývá celá následující kapitola.



Graf 4.5: Závislost velikosti maximálního ohybu na rychlosti pístnice

4.3 Ověření vhodnosti použitého materiálu výkonových ventilů pístu:

Jak již bylo uvedeno v této kapitole, materiál výkonových ventilů pístu je definován jako **DIN 17 222 (CK101)**. V tab. 4.4 jsou uvedeny jeho mechanické vlastnosti, které jsou určeny a dány přímo výrobcem těchto výkonových ventilů. Dovolené napětí

vychází z tloušťky jednotlivých výkonových ventilů, přičemž v naší sledované variantě 1 jsou použity ventily o tloušťce **0,15 ± 0,005 mm** a **0,20 ± 0,006 mm**. Jelikož nevíme, v jakém ventilu o příslušné tloušťce je maximální napětí, bereme jako dovolené napětí pro všechny ventily pístu to nejmenší z těchto dvou tloušťek a to má hodnotu **2 000 MPa**. Pokud bychom znali maximální napětí v každém ventilu, porovnávali bychom napětí každého ventilu s příslušným dovoleným napětím zvlášť. Protože má dovolené napětí dle tabulky ještě určité meze, bereme jako finální hodnotu dovoleného napětí v tahu **1 950 MPa**.

Tab. 4.4: Mechanické vlastnosti materiálu DIN 17222 (CK101)

Tloušťka [mm]	Dovolené napětí v tahu [+/- 50 MPa]	Tvrdost HV [+/- 25 HV]
< 0,125	2100	620
0,125 - 0,174	2050	600
0,175 - 0,224	2000	590
0,225 - 0,274	1950	580
0,275 - 0,374	1900	560
0,375 - 0,424	1850	550
0,425 - 0,474	1800	540
0,475 - 0,624	1750	530
0,625 - 0,824	1700	520
0,825 - 1	1650	500

Tuto hodnotu dovoleného napětí porovnáme dle vzorce (4.9) s největším z maximálních napětí ve výkonových ventilech pístu, které vzniká při rychlosti pístnice **1,570 m/s** a má hodnotu **1926,3 MPa**.

$$\sigma_D > \sigma_{\max i} \quad (4.9)$$

$$1\,950 > 1\,926,3$$

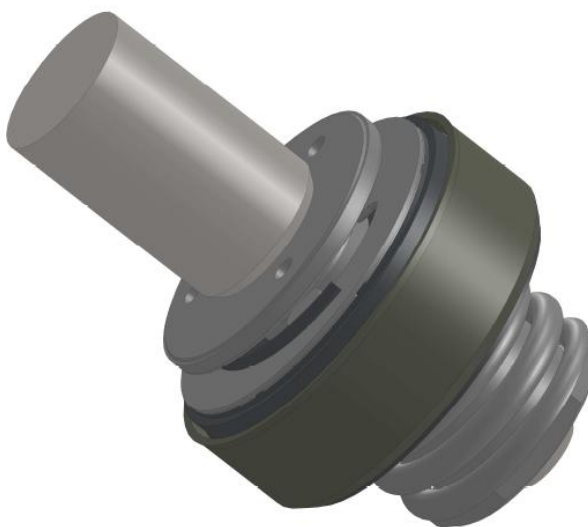
Podmínka, že maximální napětí ve výkonových ventilech pístu je menší než dovolené napětí daného materiálu, je splněna a materiál je tudíž **vhodný k použití** pro výkonové ventily v této variantě 1 a ve všech režimech tlumiče. Ve všech režimech proto, protože při roztahování tlumiče je dosaženo větších útlumových sil a tím i většího tlaku nad výkonovými ventily pístu s jejich maximálním napětím, než v režimu stlačování.

5. NUMERICKÁ SIMULACE PROUDĚNÍ OLEJE UVNITŘ TLUMIČE:

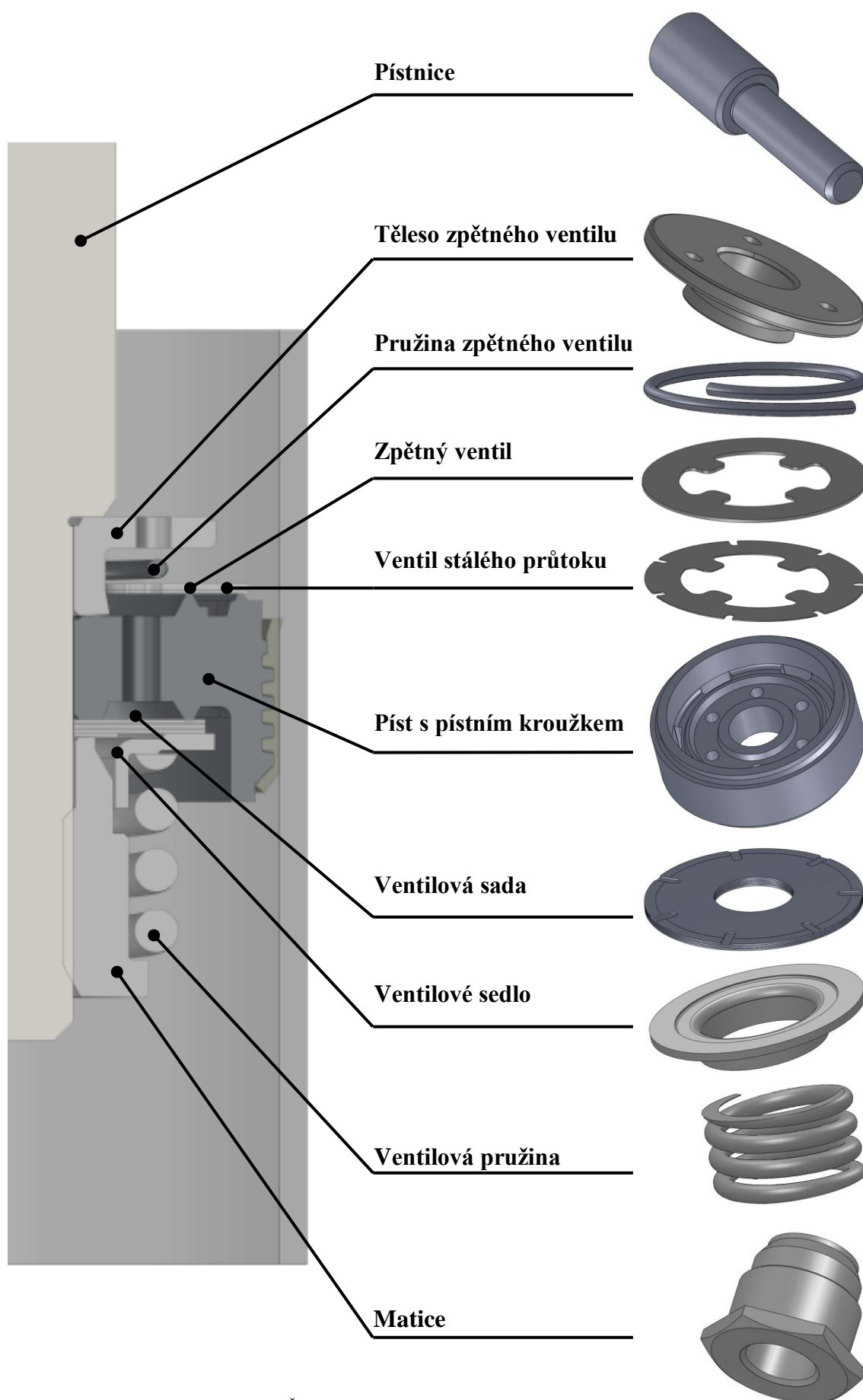
Tato kapitola je zaměřena na numerickou simulaci proudění oleje uvnitř tlumiče. Simulace proudění není provedena na celém tlumiči **Ford 344 (FOCUS)**, ale pouze na samotné sestavě pístu a to v režimu roztahování. V tomto režimu má tlumič největší útlumové síly, a pro tento režim jsme v minulé kapitole zjistili deformace výkonových ventilů pístu a tím i průtok celým ventilovým systémem pístu tlumiče. Pro názornější grafické výstupy i požadovaná data ze simulace je celá simulace zaměřena na popis rychlostních polí a proudnic v jednotlivých místech sestavy pístu tlumiče. Na obr. 5.1 je znázorněn píst našeho sledovaného tlumiče a na obr. 5.2 je tento píst vytvořen jako model sestavy v programu Solid Works a tento model je použit pro samotnou numerickou simulaci proudění.



Obr. 5.1: Píst tlumiče Ford 344 (FOCUS)



Obr. 5.2: Model sestavy pístu tlumiče Ford 344 (FOCUS)



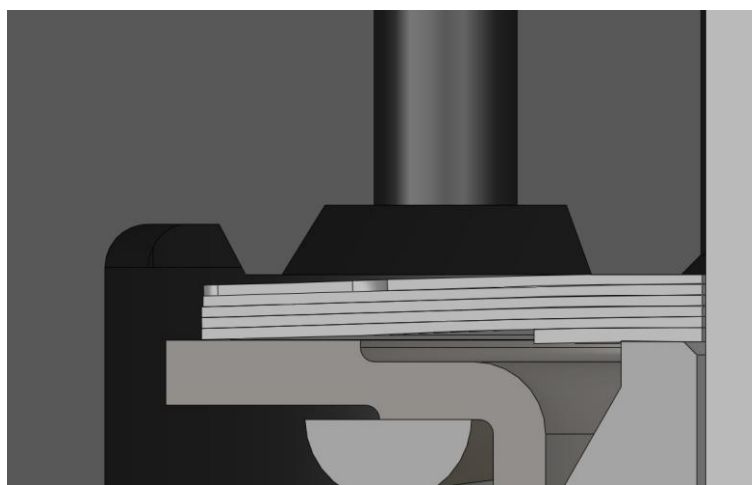
Obr. 5.3: Řez modelem sestavy pístu tlumiče s popisem všech dílů

Na obr. 5.3 je znázorněn řez modelem sestavy pístu tlumiče s popisem a znázorněním všech dílů. Ventilová sada se skládá z ventilu stálého průtoku, výkonových ventilů a z opěrného disku, přičemž konstrukční řešení celé sady odpovídá variantě 1, která již byla podrobně popsána ve třetí kapitole. Jak již bylo v úvodu řečeno, tento model sestavy je vytvořen přímo k samotné numerické simulaci proudění oleje v pístu tlumiče. Jednotlivé díly sestavy byly vytvořeny podle výkresů dílů, které byly poskytnuty společností Monroe, ale z důvodu firemního tajemství nejsou tyto výkresy součástí diplomové práce.

5.1 Příprava na numerickou simulaci:

V minulé kapitole jsme zjistili velikost maximálního ohybu výkonových ventilů pístu pro všechny určené rychlosti pohybu pístnice a tím i samotného pístu. Tyto rychlosti nám zároveň udávají okamžitou rychlost oleje mezi pístnicí a pláštěm tlumiče, nad tělesem zpětného ventilu. Proto je zvolena jedna rychlost ze středu určených rychlostí, která nám slouží jako vstupní hodnota rychlosti oleje pro naši numerickou simulaci. Zvolená rychlost je $v_i = v = 0,524 \text{ m/s}$.

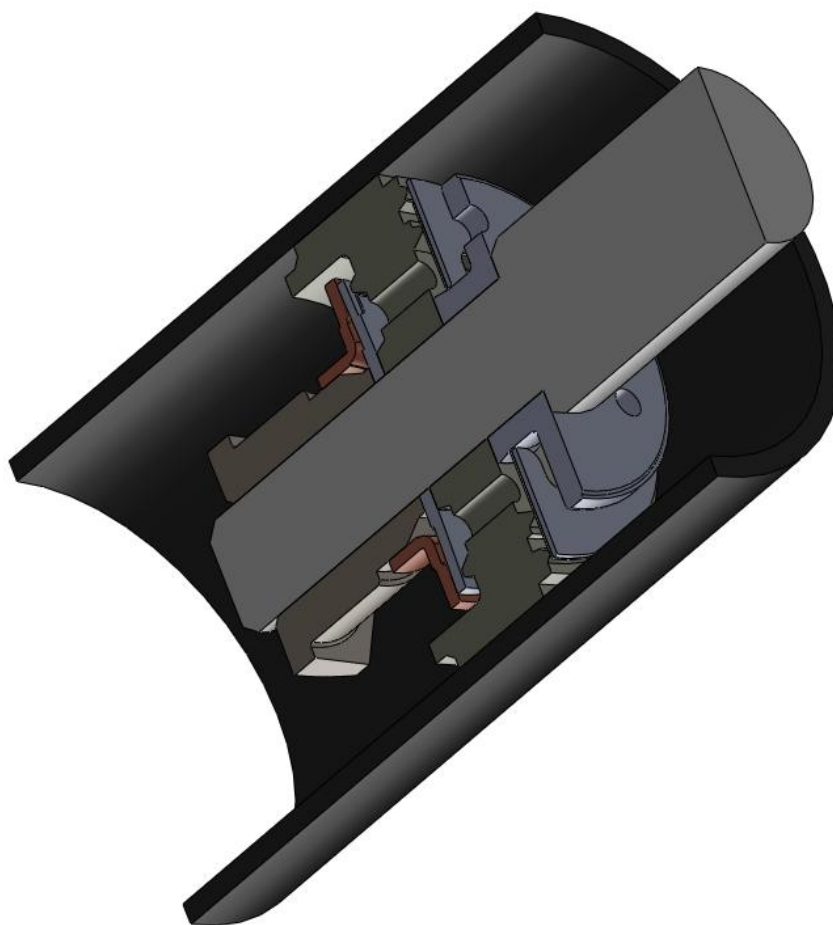
Konstrukční řešení ventilové sady je stejné jako v předchozí kapitole, což znamená, že se jedná o variantu 1. Pro tuto rychlost byl určen maximální ohyb výkonové sady $y_{\text{maxi}} = 0,174 \text{ mm}$ a proto model sestavy pístu tlumiče doplníme o takto deformovanou ventilovou sadu. Na obr. 5.4 je znázorněna deformovaná ventilová sada v modelu sestavy pístu tlumiče při rychlosti pístnice 0,524 m/s.



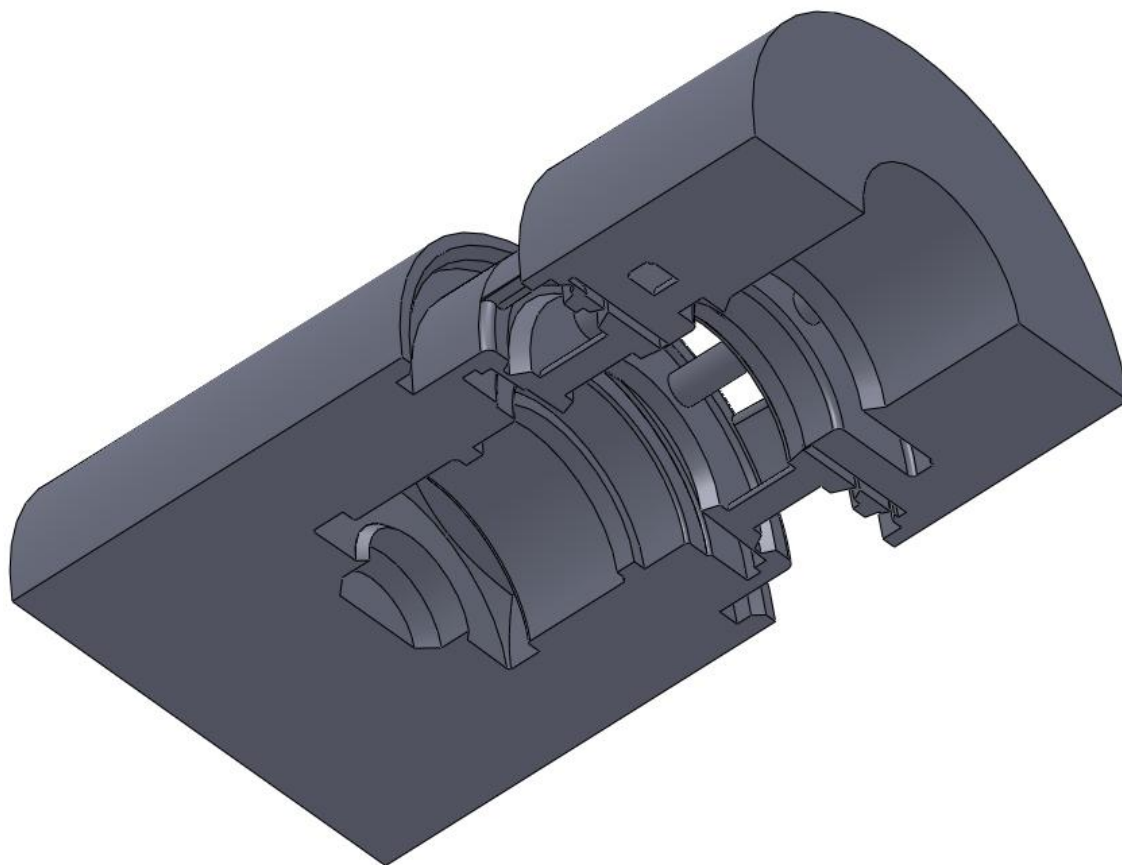
Obr. 5.4: Deformovaná ventilová sada v modelu sestavy pístu tlumiče

Z modelu sestavy pístu tlumiče s deformovanou ventilovou sadou je odstraněna ventilová pružina a pružina zpětného ventilu. Obě dvě pružiny jsou odstraněny proto, protože by byla velice problematická tvorba výpočtové sítě, kdyby byly zachovány v modelu, a navíc tyto pružiny nemají moc velký vliv na konečné grafické vyhodnocení rychlostních polí a proudnic v pístu tlumiče.

Model sestavy pístu tlumiče je doplněn o plášť tlumiče, aby byly definovány všechny hranice při simulaci proudění. Jednotlivé díly jsou vůči sobě pootočený v ose tak, aby po odstranění poloviny modelu sestavy vznikla polovina, která je symetrická a také všechny díly v ní. Pro výpočet numerické simulaci je použita právě tato symetrická polovina z důvodu exponenciálně rostoucích požadavků na výkon výpočetní techniky při použití celého modelu sestavy. Z této poloviny symetrického modelu sestavy je vytvořen jeden jediný díl, který představuje pouze samotný objem, kterým protéká v numerické simulaci olej. Na obr. 5.5 je znázorněna polovina symetrického modelu sestavy a na obr. 5.6 je objem určený pro numerickou simulaci.



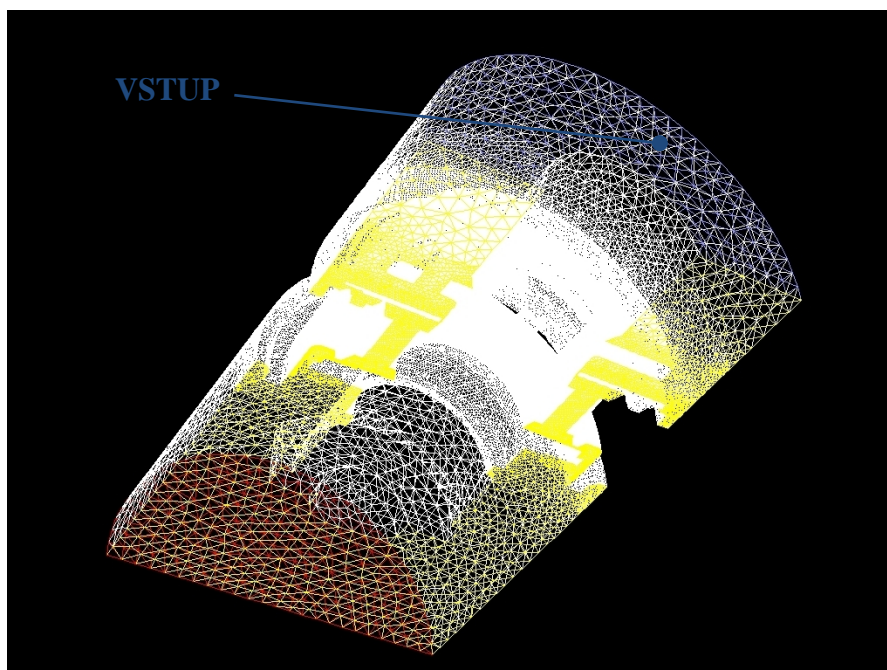
Obr. 5.5: Polovina symetrického modelu sestavy



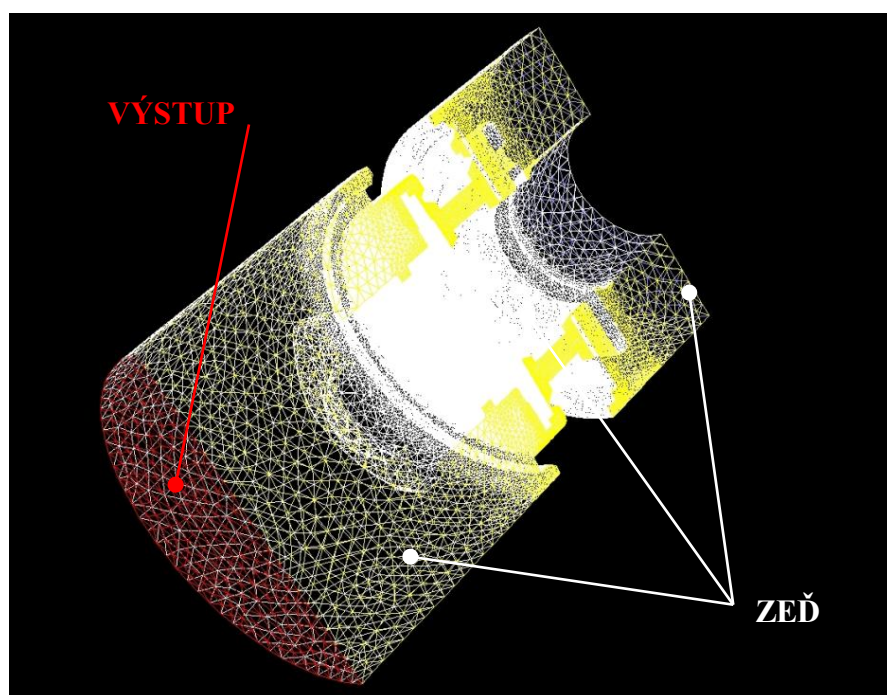
Obr. 5.6: Objem určený pro numerickou simulaci

Takto vytvořený objem je exportován z CAD systému **Solid Works** do programu **Ansa**, kde je v celém objemu modelu vytvořena výpočetní síť s různou hustotou a velikostí elementů v závislosti na velikosti lokálních objemů modelu. Celkový počet elementů v síti je **3 522 429**.

Takto vytvořená výpočetní síť je exportována do programu **Gambit**, v kterém jsou definovány počáteční a okrajové podmínky, které se pak ještě dají upravit přímo v programu pro numerickou simulaci proudění. V našem případě se jedná o program **Fluent** a celá numerická simulace bude probíhat ve 3D se znázorněním rychlostních polí a proudnic v několika definovaných rovinách a jejich detailech. Na obr. 5.7 a obr. 5.8 je znázorněna výpočetní síť v objemu modelu s definovanými podmínkami.



Obr. 5.7: Výpočetní síť v objemu modelu s definovaným vstupem



Obr. 5.8: Výpočetní síť v objemu modelu s definovaným výstupem a zdí

V programu Gambit je definováno umístění počátečních a okrajových podmínek, přičemž přímo jejich hodnoty jsou definovány až v programu Fluent. Žlutou barvou je pouze pro informaci znázorněna rovina symetrie modelu.

VSTUP - (velocity-inlet) je definován jako plocha mezikruží, přičemž $v = 0,524 \text{ m/s}$

VÝSTUP - (pressure-outlet) je definován jako kruhová plocha

ZEĎ - (wall) je definována jako všechny ostatní plochy (hranice průtoku)

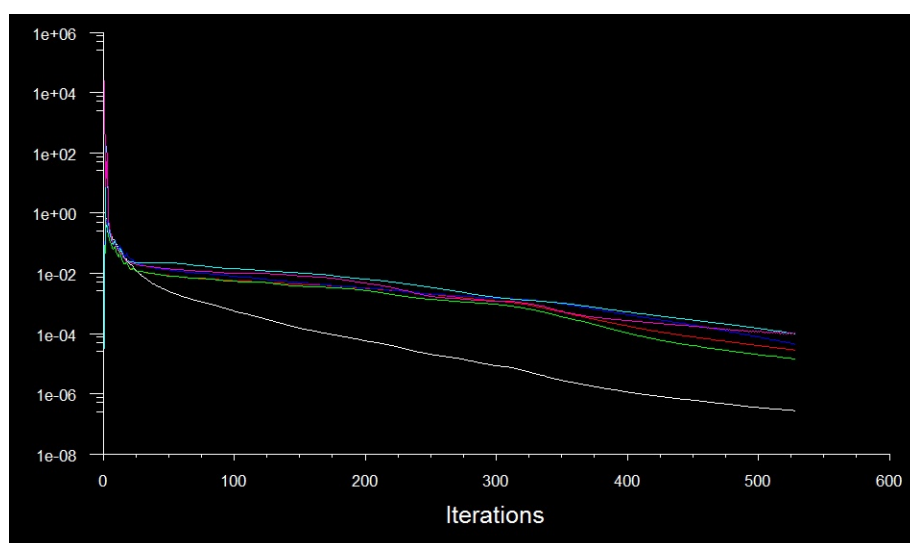
Typ materiálu vyplňující objem: **Tekutina**

Typ tekutiny: **Olej** (Hustota a viskozita oleje dle hodnot výrobce na obr. 4.3)

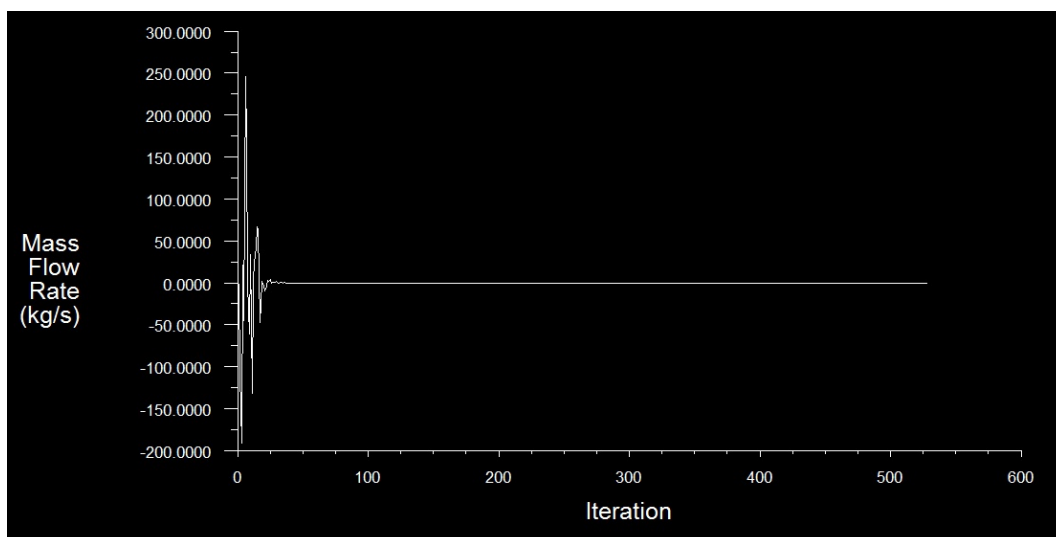
Model viskozity: **k-omega**

5.2 Průběh numerické simulace:

Samotný výpočet numerické simulace proudění oleje v pístu probíhá v programu **Fluent**, ve kterém je otevřena výpočetní síť v objemu modelu a jsou přesněji definovány okrajové a počáteční podmínky. Je nastaveno 1 000 iteračních kroků a požadovaná přesnost výpočtů 0,0001, protože nemusíme po tisíci iteracích dosáhnout dobré přesnosti, nebo naopak požadované přesnosti nemusíme dosáhnout nikdy. Proto se nastavují oba dva požadavky, přičemž po dosažení jednoho z nich se výpočet automaticky ukončí. Výpočet numerické simulace se automaticky ukončil po námi určené a dosažené **přesnosti výpočtů 0,0001** při dosažení **526 iteračních kroků**. Na obr. 5.9 je znázorněna závislost přesnosti výpočtů na počtu iteračních kroků.



Obr. 5.9: Závislost přesnosti výpočtů na počtu iteračních kroků



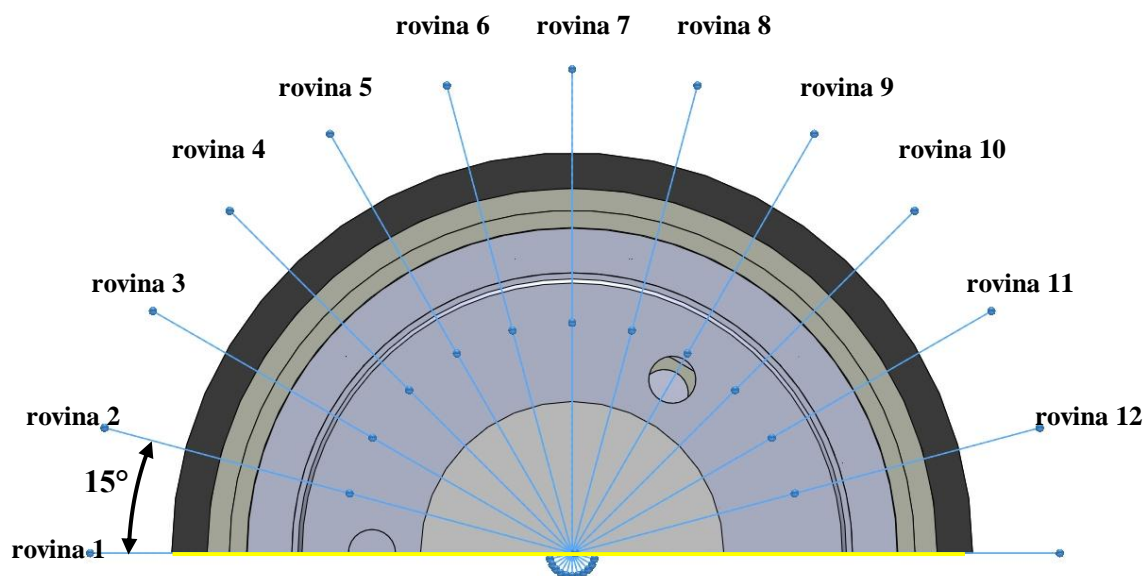
Obr. 5.10: Závislost rozdílů hmotnostních toků na počtu iteračních kroků

Dle obr. 5.9 je patrné, že s rostoucím počtem iteračních kroků roste přesnost výpočtů numerické simulace (všechny křivky klesají), což je správně. Na obr. 5.10 je znázorněna závislost rozdílů hmotnostních toků na počtu iteračních kroků. Rozdíl hmotnostních toků je mezi vstupem a výstupem a ze začátku se mění skokem, ale s přibývajícím počtem iteračních kroků a tím i s přesností se stává konstantní a má hodnotu rovnou nule. Tento stav je správně protože hmotnostní tok na vstupu i výstupu ze systému se musí rovnat a tímto obrázkem je také potvrzen.

Právě na principu této rovnosti funguje **rovnice kontinuity**. Díky tomu, že v numerické simulaci pracujeme pouze s polovinou modelu, máme na vstupu i výstupu pouze poloviční hmotnostní tok, který se rovná. Jelikož je ale náš model symetrický (pouze polovina ploch pro průtok oleje), tak hodnoty rychlostí získané z numerické simulace budou stejné, jako kdyby byl v numerické simulaci počítán model celý.

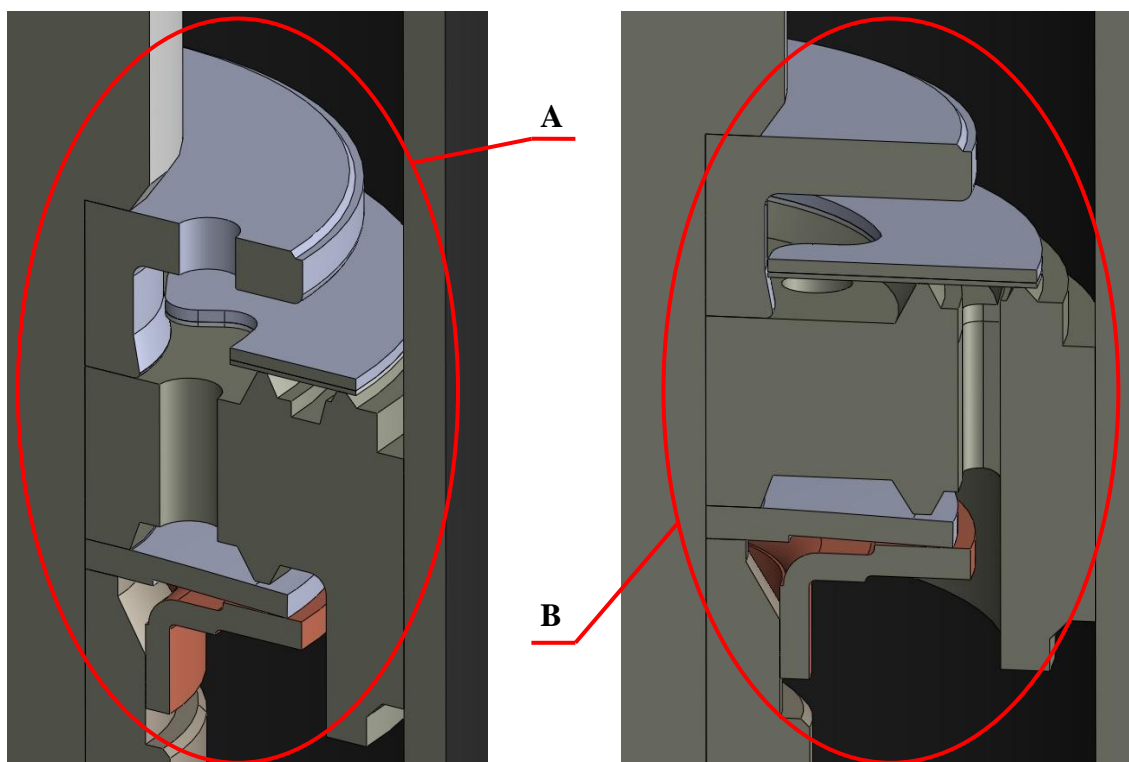
5.3 Určení zobrazovacích rovin a detailů:

Než bude provedeno samotné vyhodnocení numerické simulace, je potřeba určit zobrazovací rovinu, aby mohl být grafický výstup ve 2D. Aby byly postihnuty všechny části pístu tlumiče a jejich případné odlišnosti průtoku oleje, je celá symetrická polovina modelu pístu tlumiče rozdělena na zobrazovací roviny, které jsou mezi sebou pootočený vždy o **15°**. Tyto roviny se vytvoří v programu Fluent po ukončení výpočtů numerické simulace a na nich se poté budou zobrazovat jednotlivá rychlostní pole a proudnice.



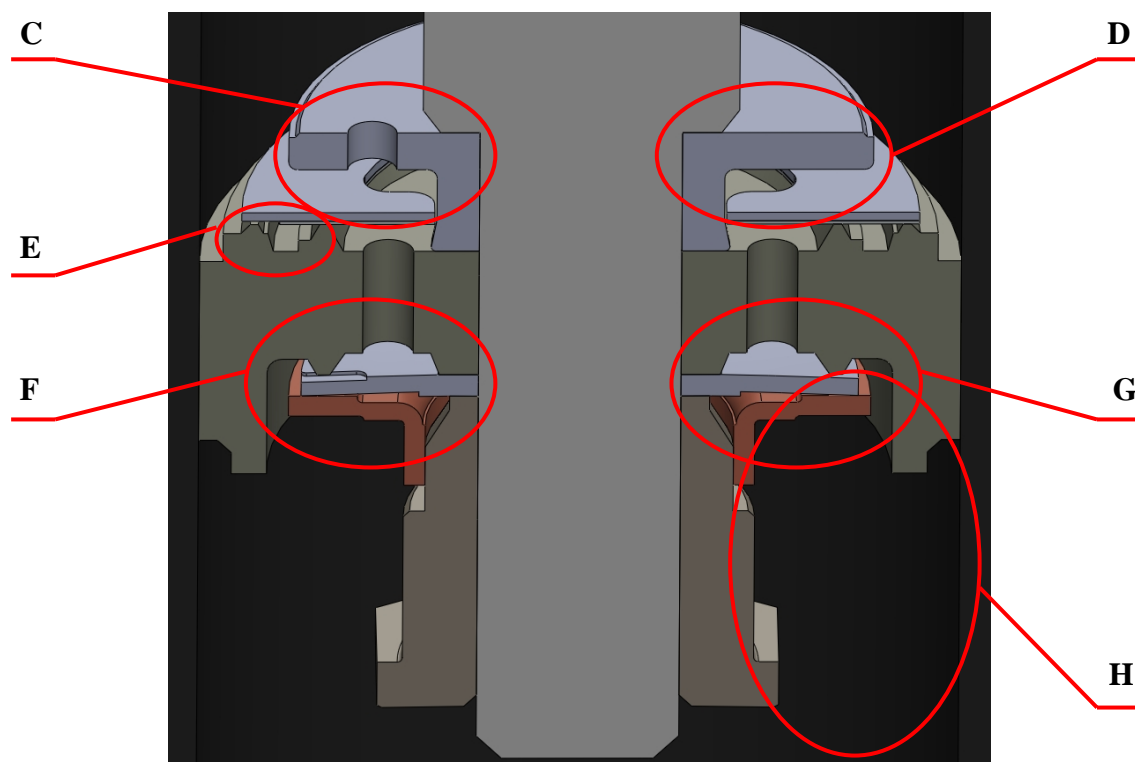
Obr. 5.11: Umístění všech zobrazovacích rovin na modelu pístu tlumiče

Na obr. 5.11 je znázorněno umístění všech zobrazovacích rovin na modelu pístu tlumiče s jejich popisem. **Žlutá čára zobrazuje rovinu symetrie**, která je zároveň definována jako rovina 1. Díky takto pootočeným zobrazovacím rovinám je zaručeno, že v těchto rovinách jsou postihnuty všechny odlišnosti a změny průtoku oleje pístem tlumiče.

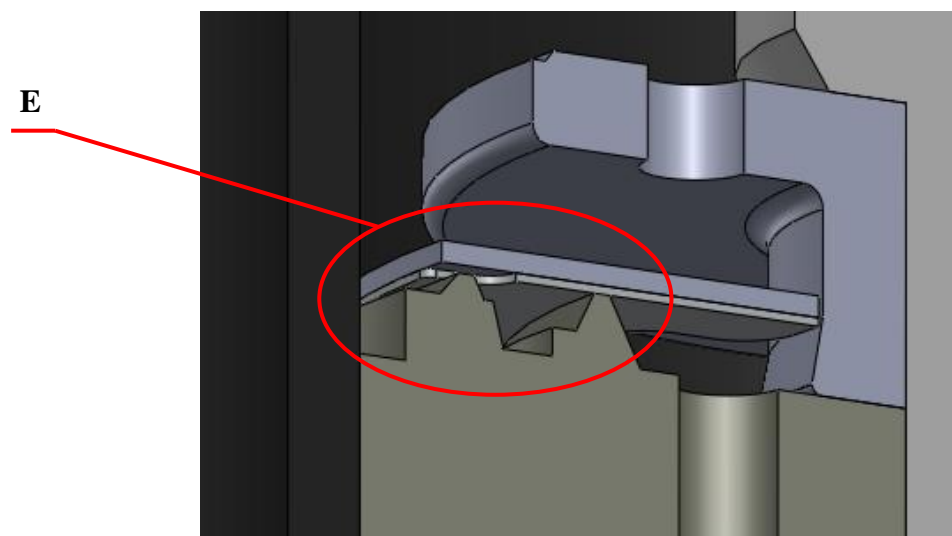


Obr. 5.12: Zobrazení detailů A a B

Jednotlivé změny průtoku oleje dané konstrukční odlišností pístu tlumiče v jednotlivých zobrazovacích rovinách jsou nejen zobrazeny jako celek, ale také jako jednotlivé detaily těchto rovin, kterých si v samotném vyhodnocení numerické simulace budeme nejvíce všímat. Na obr. 5.12 až obr. 5.14 jsou zobrazeny všechny nejdůležitější detaily se svými konstrukčními odlišnostmi, které mají vliv na rozdílné proudění.



Obr. 5.13: Zobrazení detailů C, D, E, F, G a H



Obr. 5.14: Náznornější zobrazení detailu E

5.4 Vyhodnocení numerické simulace:

Po automatickém ukončení výpočtů numerické simulace a po nadefinování všech zobrazovacích rovin v programu Fluent, jsou zobrazena rychlostní pole a proudnice ve všech zobrazovacích rovinách a ve zmíněných detailech. Zobrazení průtoku oleje v několika zobrazovacích rovinách může být stejné, protože záleží, v jakém místě se právě daná rovina nachází. Zobrazení v každé rovině je děláno hlavně proto, abychom viděli, jak se chová proud oleje v každém místě symetrické části pístu tlumiče a na to nám toto pootočení zobrazovacích rovin po 15° stačí. Jednotlivé detaily se také mohou zobrazit ve více rovinách, přičemž záleží také pouze na pootočení zobrazovací roviny.

Při zobrazení rychlostních polí a proudnic jsou vždy použity jiná měřítka rychlostí. V přílohách 1 až 12 je použité měřítko rychlostí od **0 do 1 m/s** proto, aby byla názorně vidět změna velikosti rychlosti. Z tohoto důvodu znamenají bílá místa úseky, v kterých je **rychlost větší než maximální rychlost v přiřazeném měřítku**. Pouze v příloze 1 je navíc pro názornost zobrazena rovina s měřítkem rychlostí od nuly do maxima. Ve všech detailech je měřítko rychlostí většinou zvolené tak, aby bylo možné v každém místě detailu určit skutečnou rychlost.

Příloha 1-12: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovinách 1-12 (0°-165°)

Příloha 13: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v detailech A, B, C, D, E, F, G a H

Díky této numerické simulaci proudění jsme získaly grafická zobrazení rychlostních polí a jednotlivých proudnic s popisem jejich směru a velikosti. Po důkladné analýze takto získaných dat, mohou být výsledky použity jako vstupní informace pro návrhy optimalizací jednotlivých dílů této části tlumiče. Díky těmto optimalizacím by se mohlo docílit ideálnějšího tvaru těchto dílů a tím i ideálnějšího proudění v tlumiči. Díky tomu může být dosaženo menší opotřebovatelnosti a větší životnosti nejen této části tlumiče, ale i tlumiče celého.

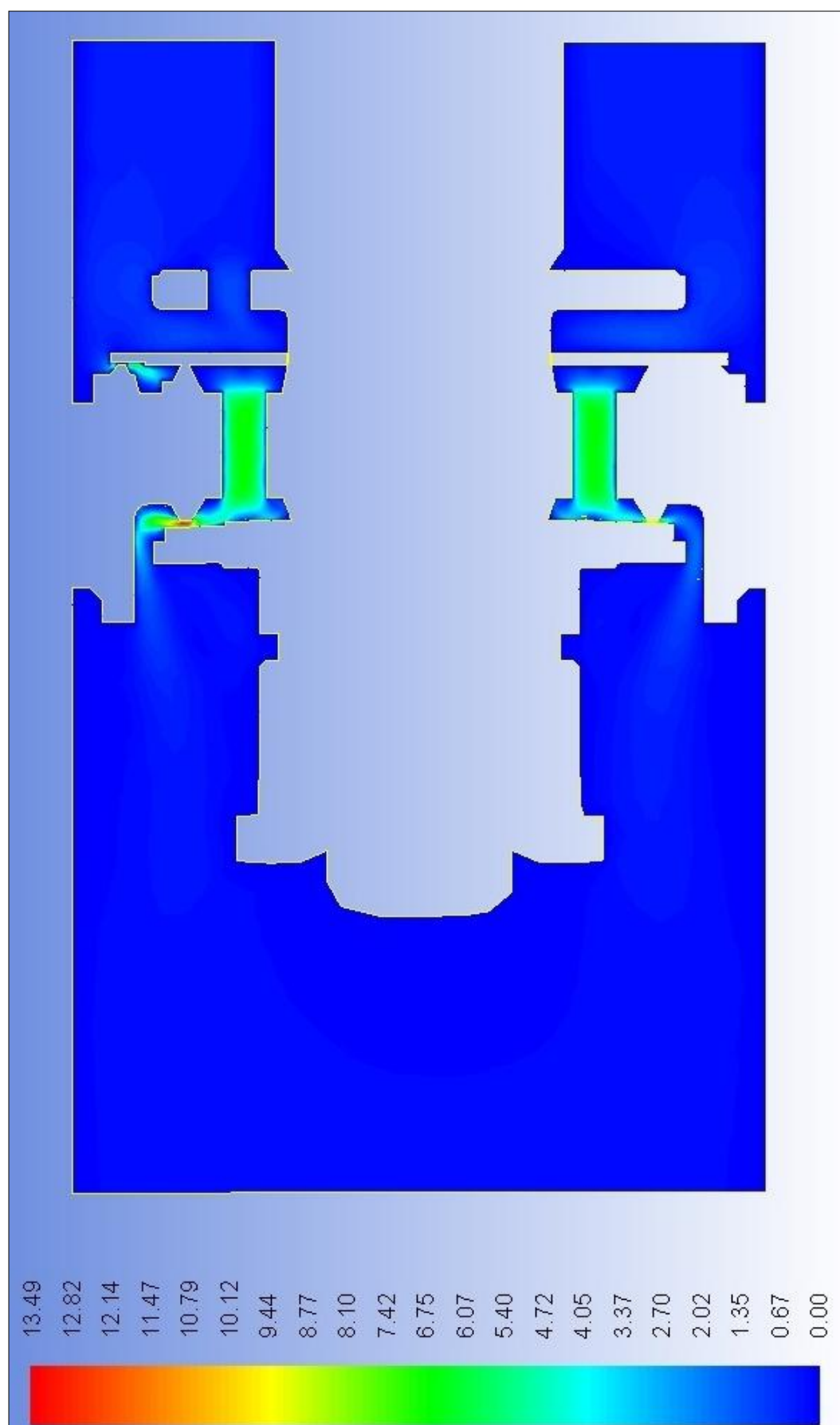
6. ZÁVĚR:

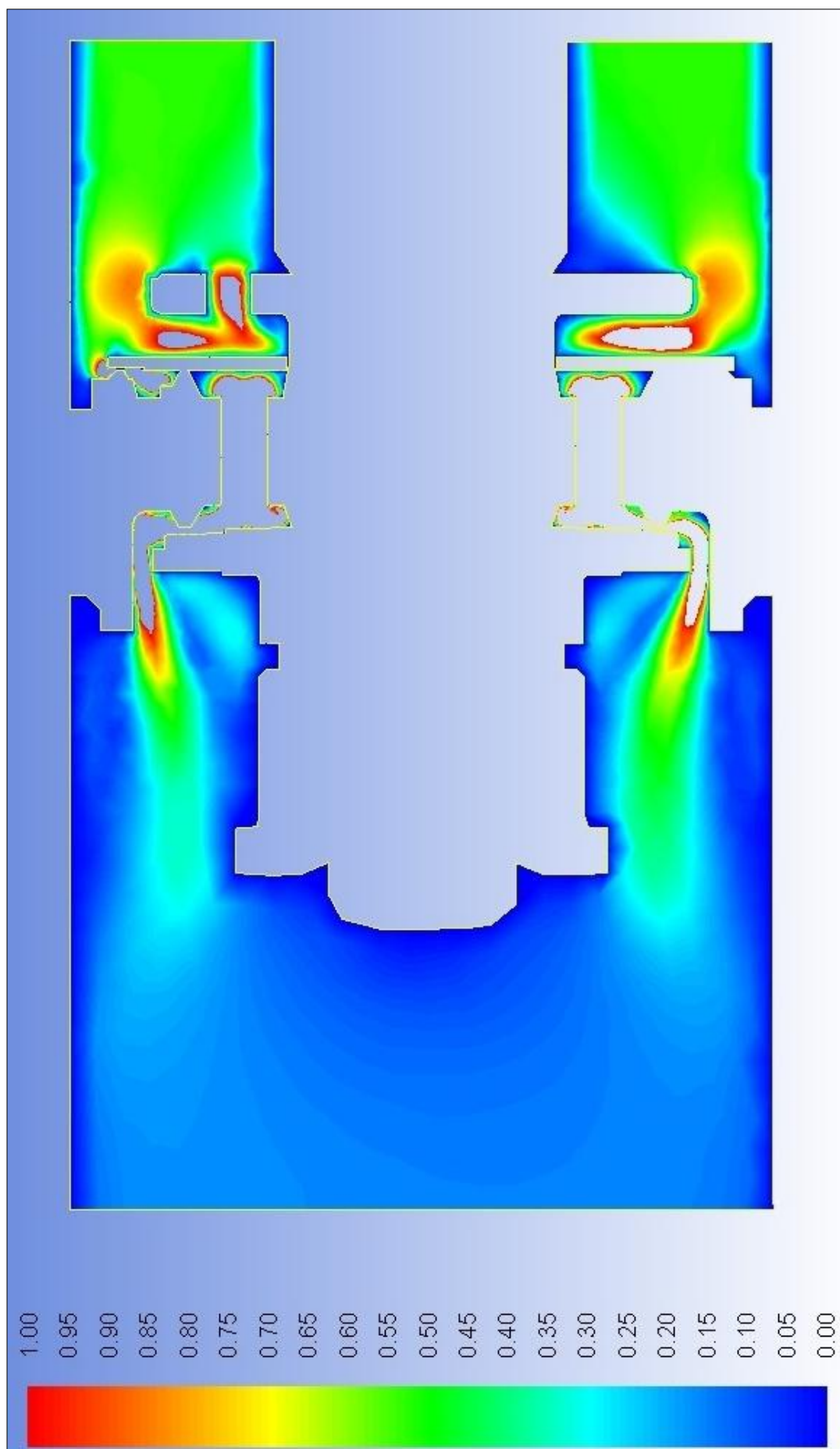
Díky této práci nám bylo ukázáno, k čemu může tlumič sloužit a jaké jsou jeho jednotlivé typy. Pomocí několika rovnic byl spolu s podrobným rozpisem jednotlivých částí tlumiče popsán jeho princip funkce a v několika případech byly popsány i jeho typické poruchy. Samotný průtok při roztahování a stlačování byl znázorněn u dvouplášťového tlumiče spolu s jeho hydraulickými schématy. Při měření útlumových sil na tlumiči Monroe - Ford 344 (FOCUS) při různém konstrukčním uspořádání výkonových ventilů a teplotě bylo zjištěno, že s rostoucím počtem ventilů roste i útlumová síla tlumiče, přičemž varianta 1 opravdu splňuje požadavky firmy Ford. Navíc s rostoucí teplotou tlumiče klesá útlumová síla při jeho roztahování i stlačování a naopak. To je dáno díky tomu, že při změně teploty dochází ke změně viskozity oleje. S rostoucí teplotou klesá viskozita a tím pádem i útlumová síla a naopak. Měření vždy probíhalo na dvou totožných tlumičích proto, aby byla provedena opakovatelnost měření a tím byla použita průměrná hodnota. Samozřejmě by bylo lepší provést měření na mnohem větším počtu tlumičů a pomocí těchto hodnot vytvořit menší statistiku, ale to není cílem této práce. Numerická simulace pevnostního namáhání výkonových ventilů nám ukázala, jaké maximální napětí ventily mají a jaký je jejich maximální ohyb v závislosti na rychlosti pístnice tlumiče. Nakonec jsme usoudili, že daný materiál výkonových ventilů opravdu může být použit. Díky numerické simulaci proudění oleje v pístu tlumiče byla zobrazena rychlostní pole a proudnice v pístu během roztahování tlumiče. Tyto obrázky se dají dále využít pro dosažení optimálnějších tvarů jednotlivých dílů. Každá část této diplomové práce by se dala až na úvodní teorii vypracovat jako samostatná diplomová práce. Proto jsem samozřejmě nemohl jít v těchto částech do všech detailů a možná jsem i vynechal některá jiná témata, která by se dala v analýze zpracovat. Přesto ale věřím, že i s těmito kapitolami má tato práce určitý přínos.

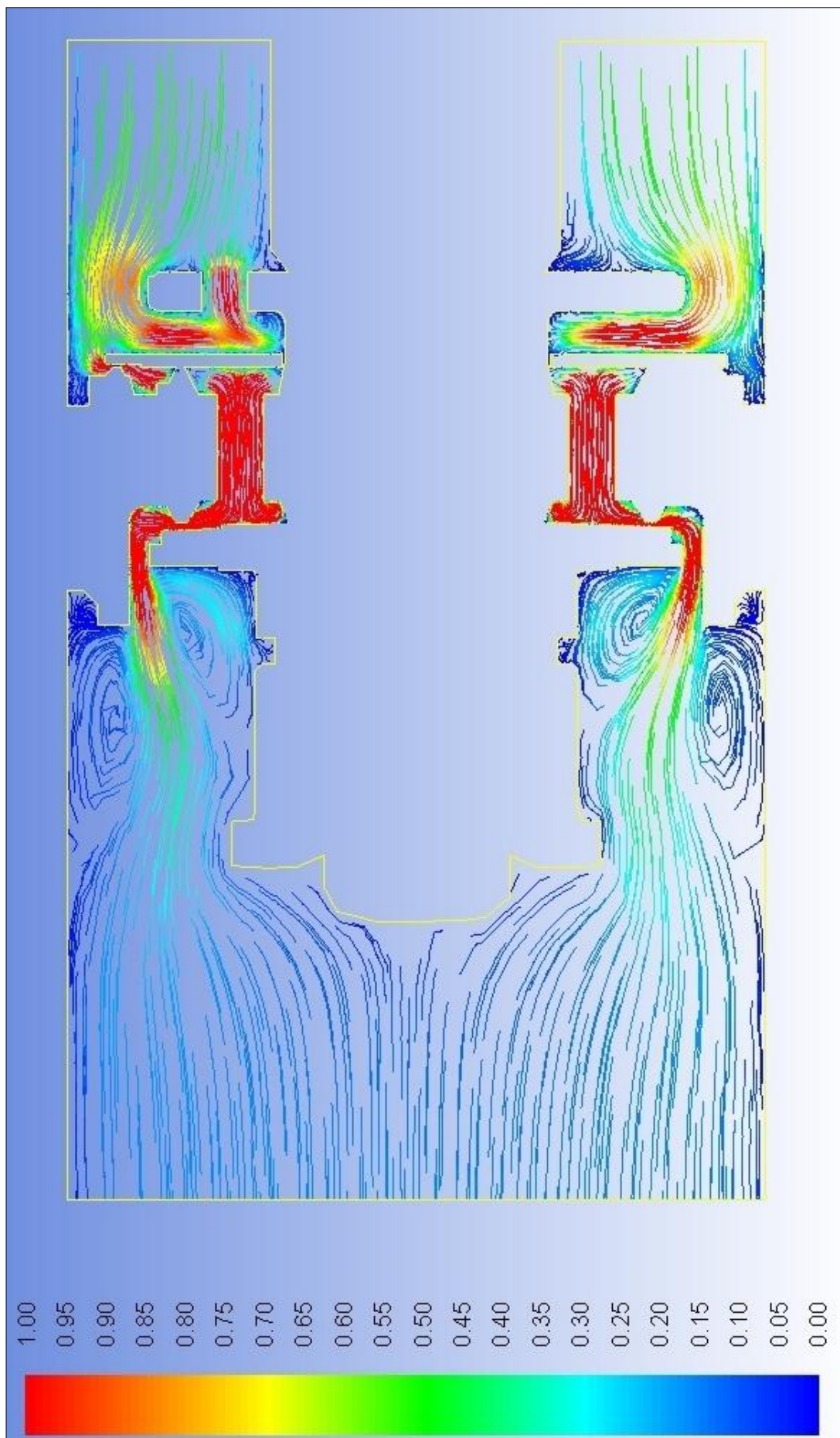
Seznam použité literatury:

- [1] Ansys Fluent: FLUENT 6.3 User's Guide
- [2] Höschl, C.: Pružnost a pevnost II, VŠST Liberec, 1992
- [3] Nožička, J.: Mechanika tekutin, skriptum FS ČVUT Praha, 2004
- [4] Školící materiály společnosti Tenneco Inc.

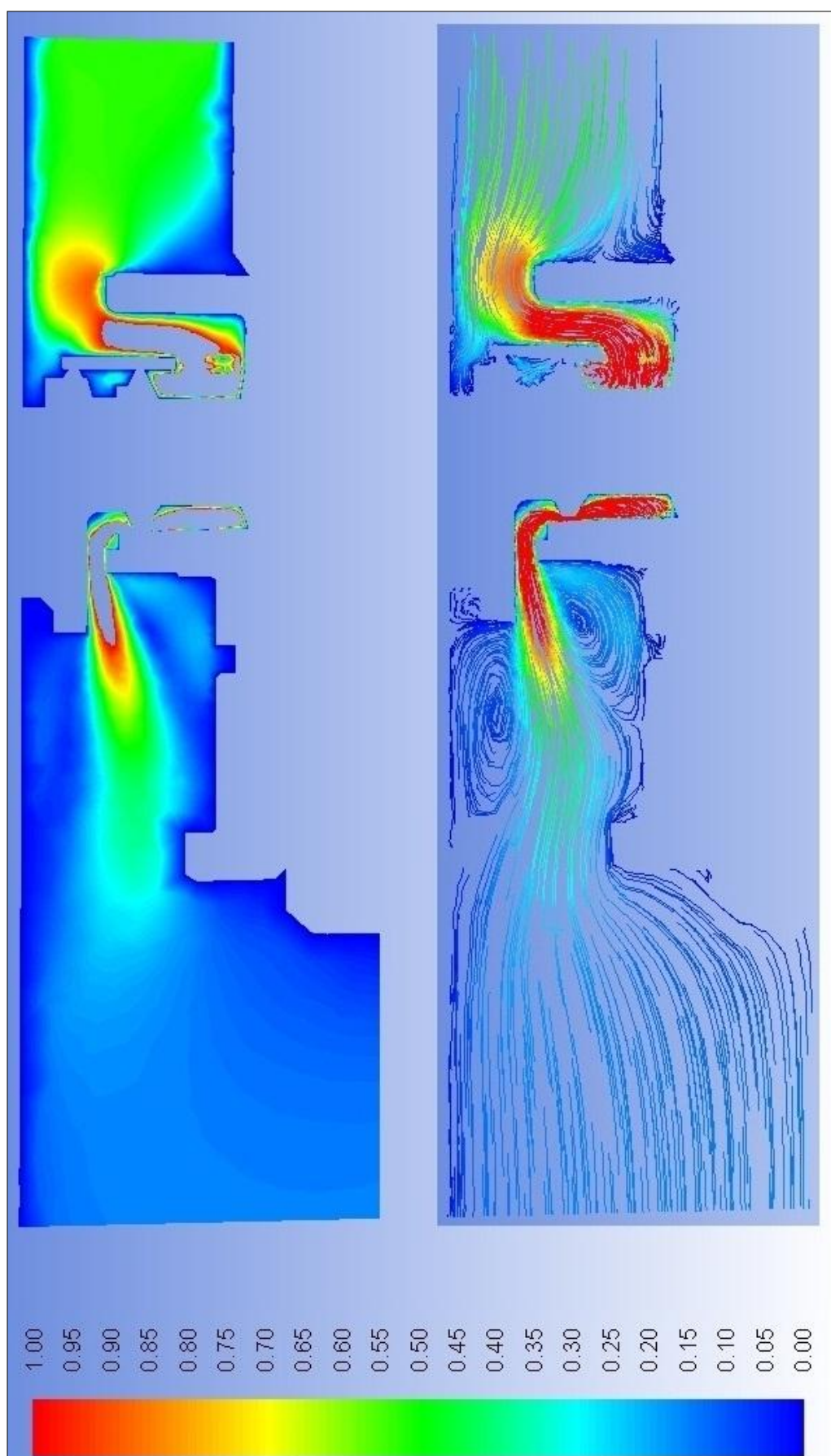
Příloha1: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 1 (rovina symetrie)



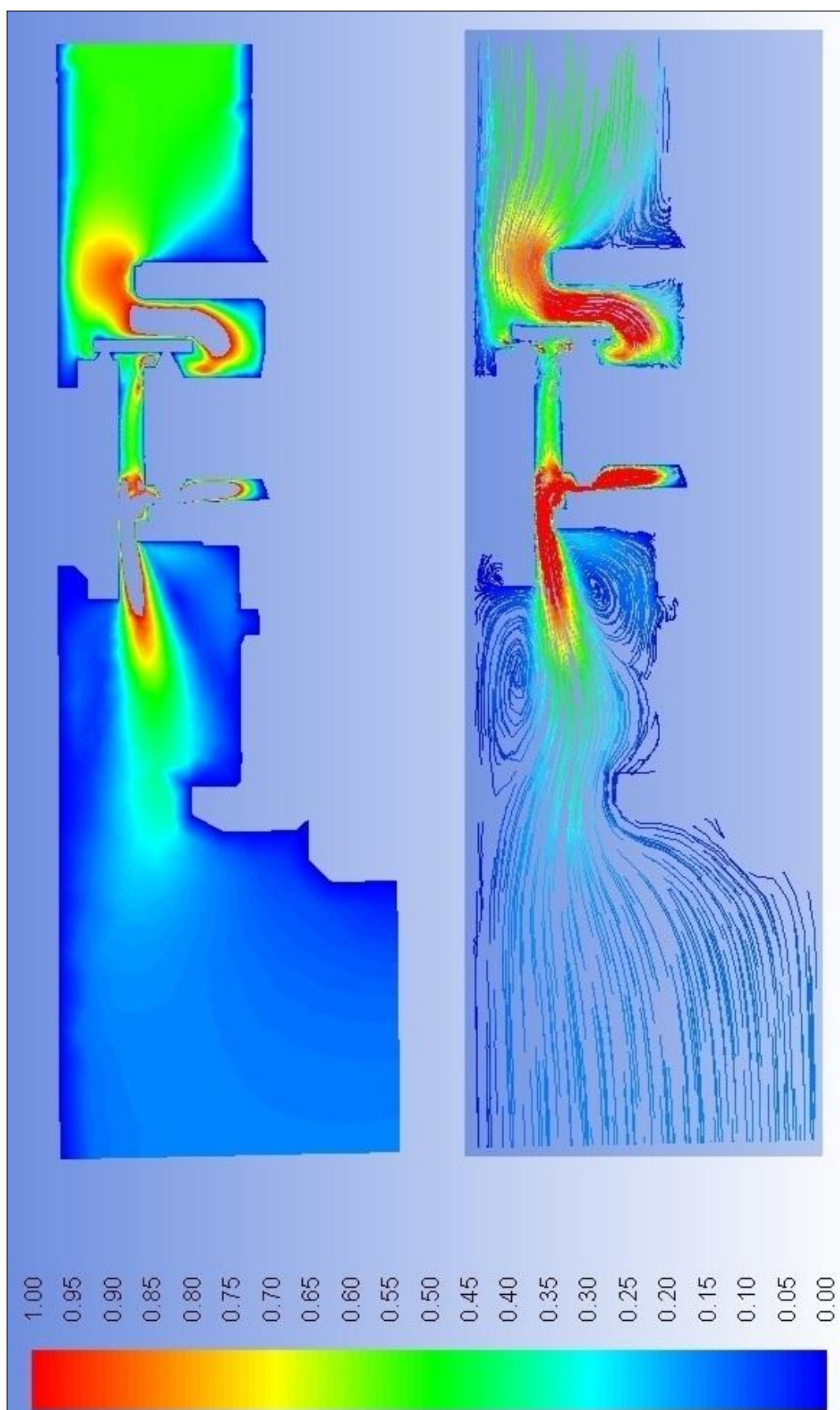




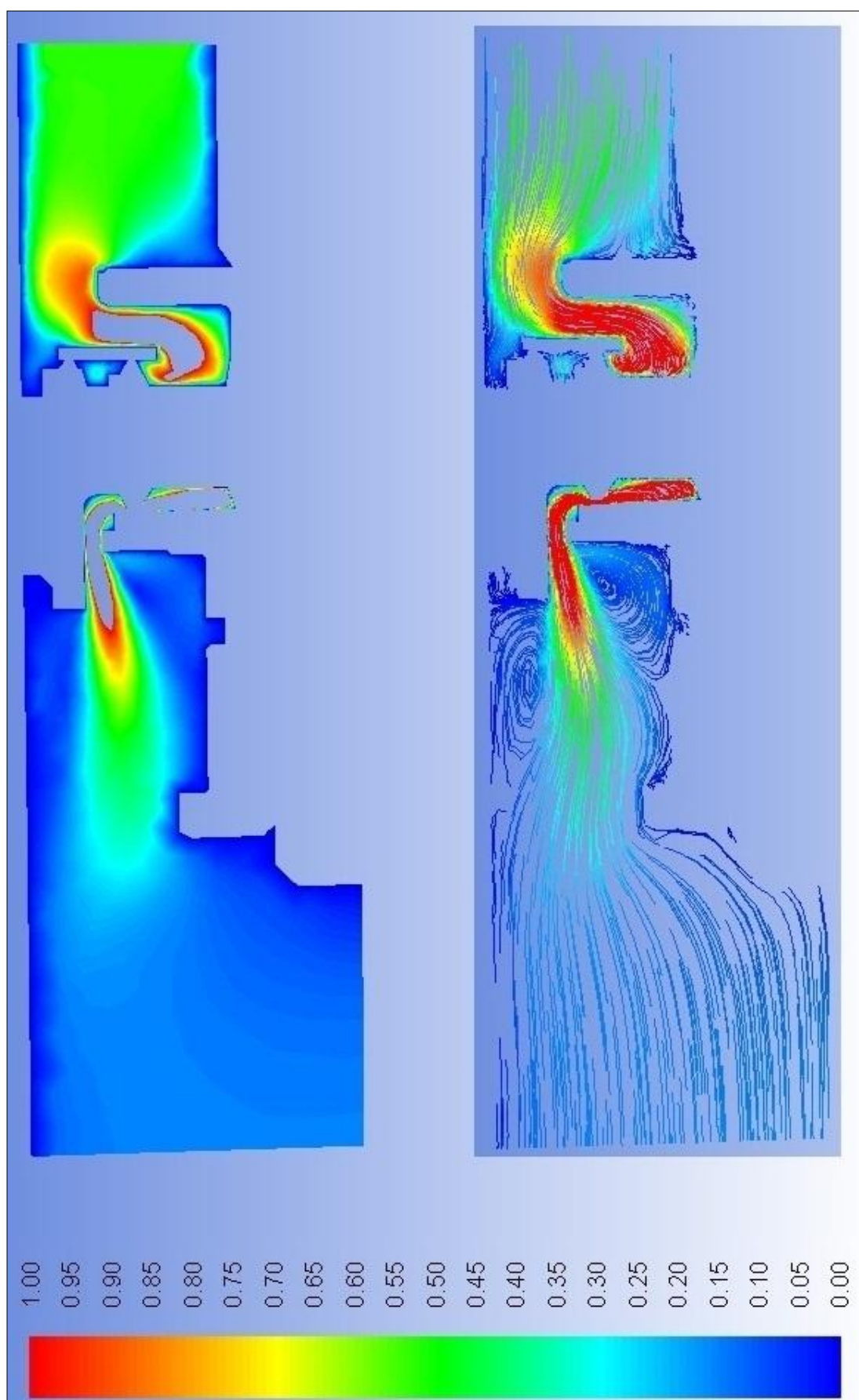
Příloha 2: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 2 (15°)



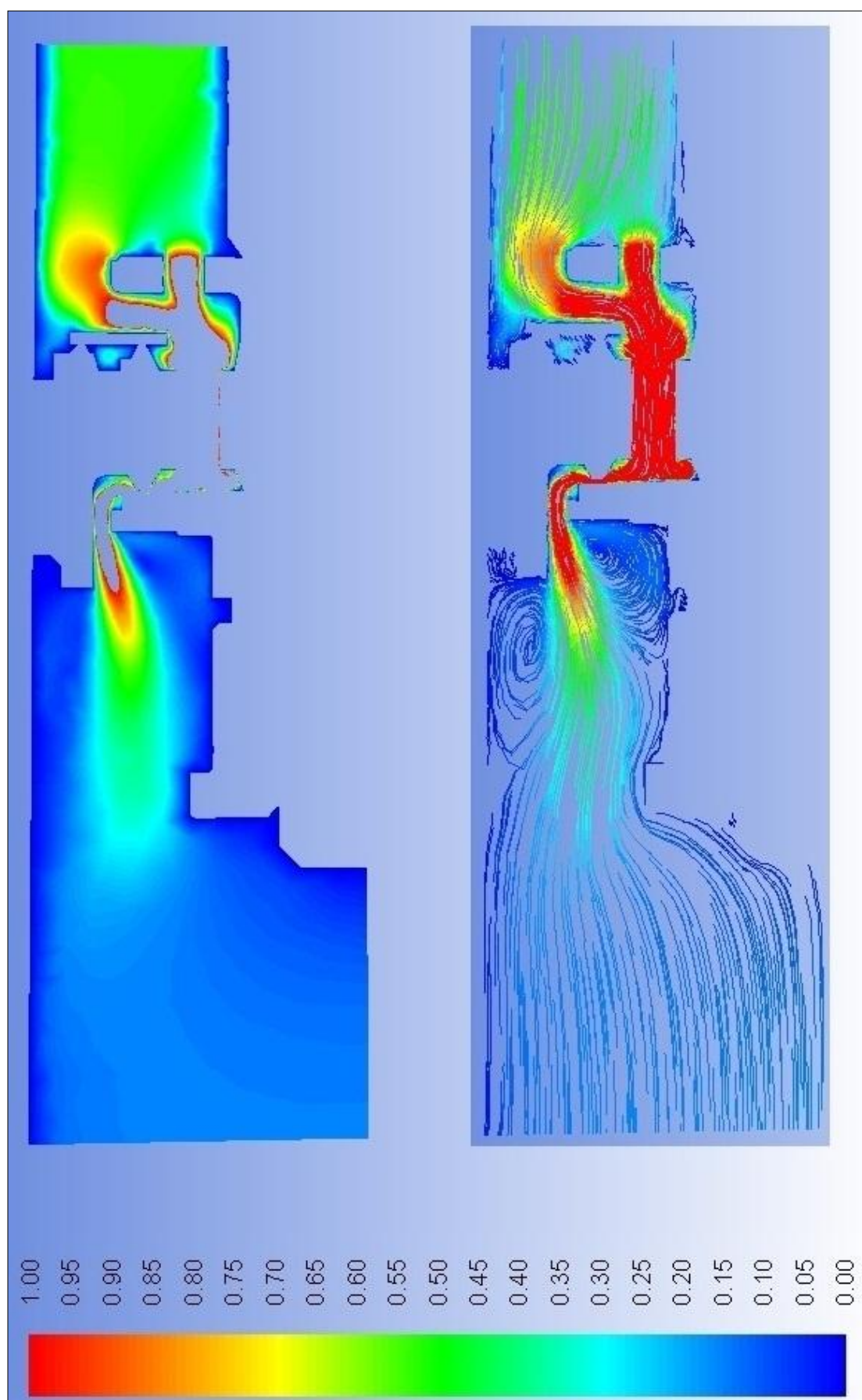
Příloha 3: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 3 (30°)



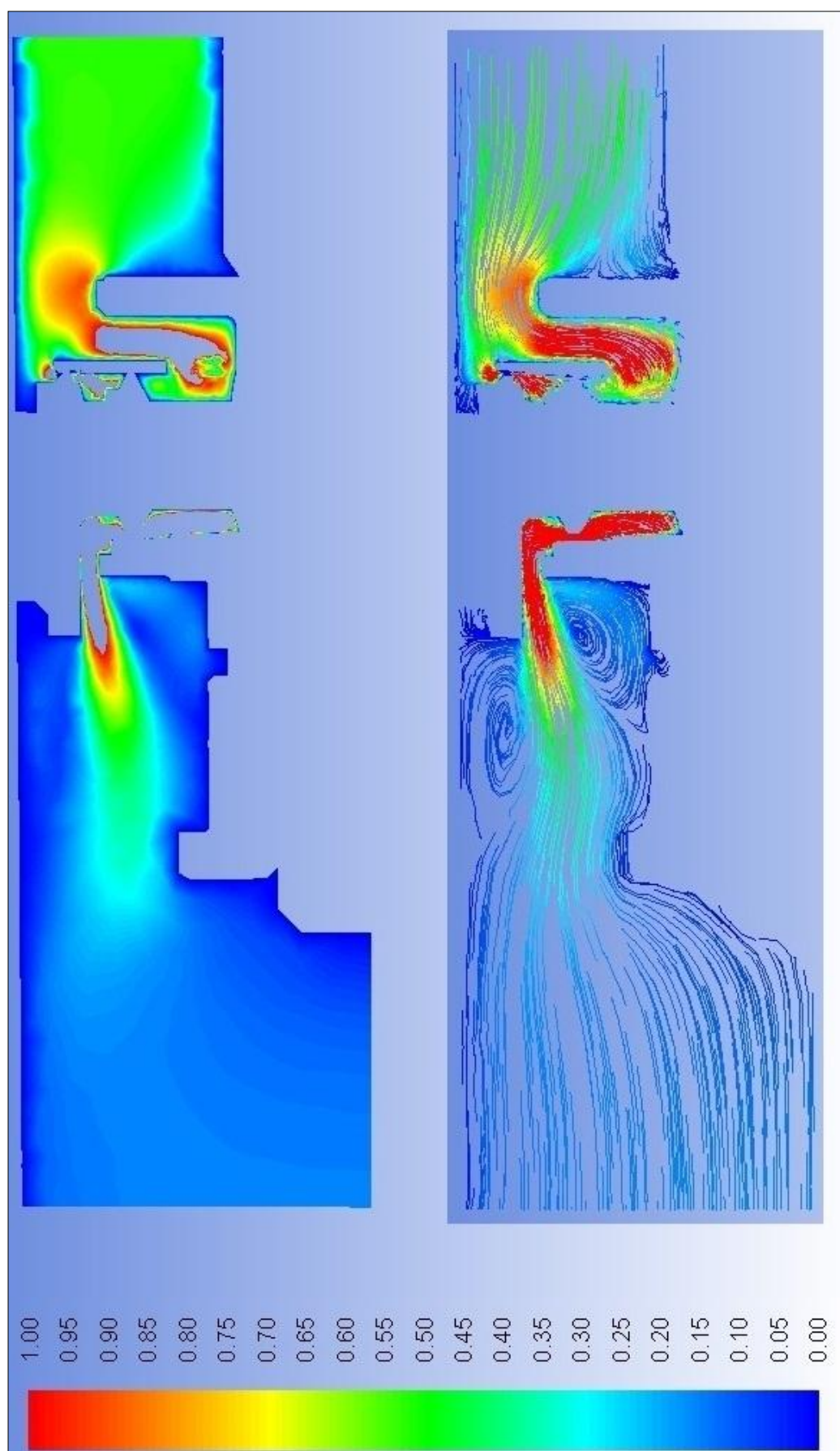
Příloha 4: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 4 (45°)



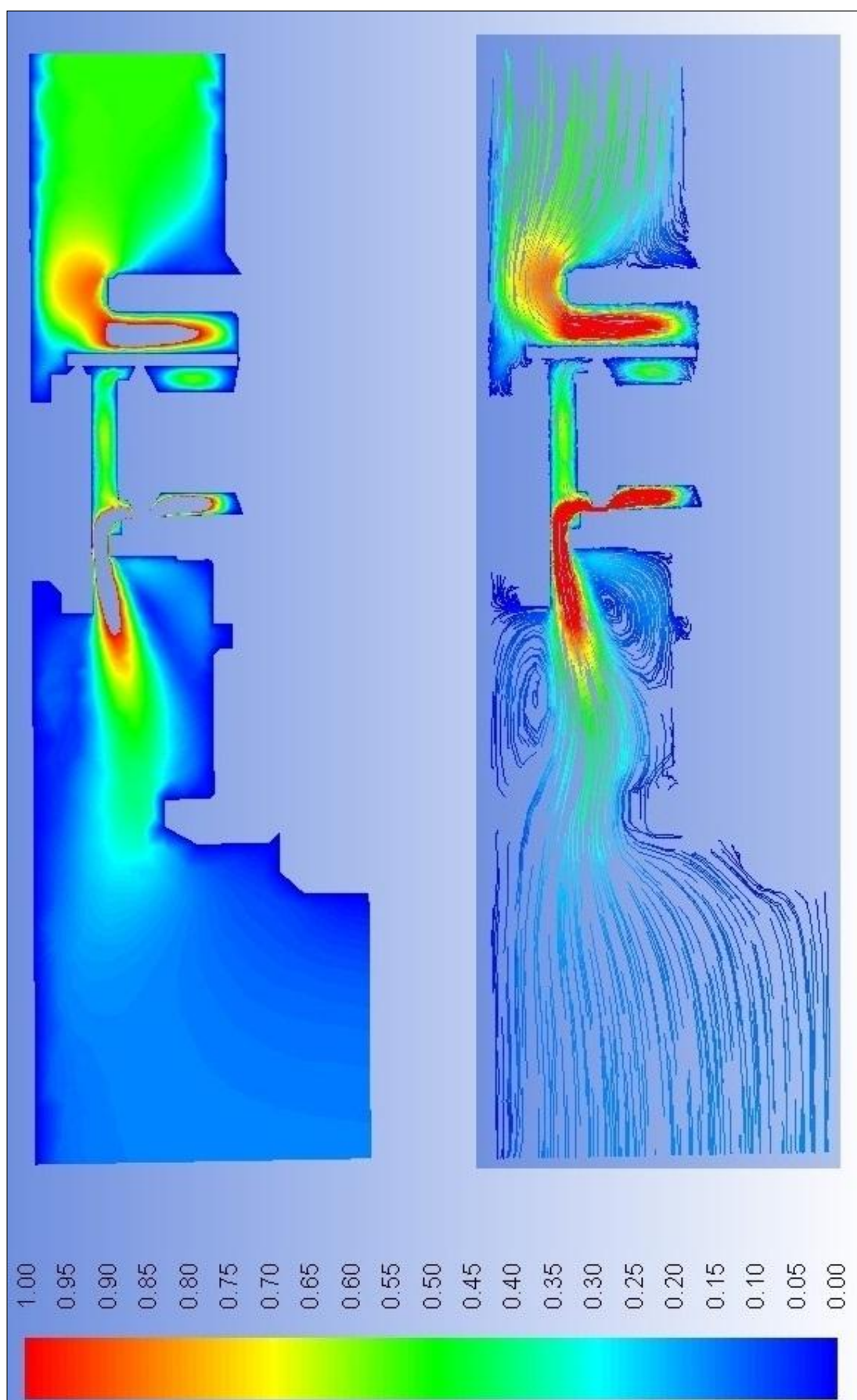
Příloha 5: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 5 (60°)



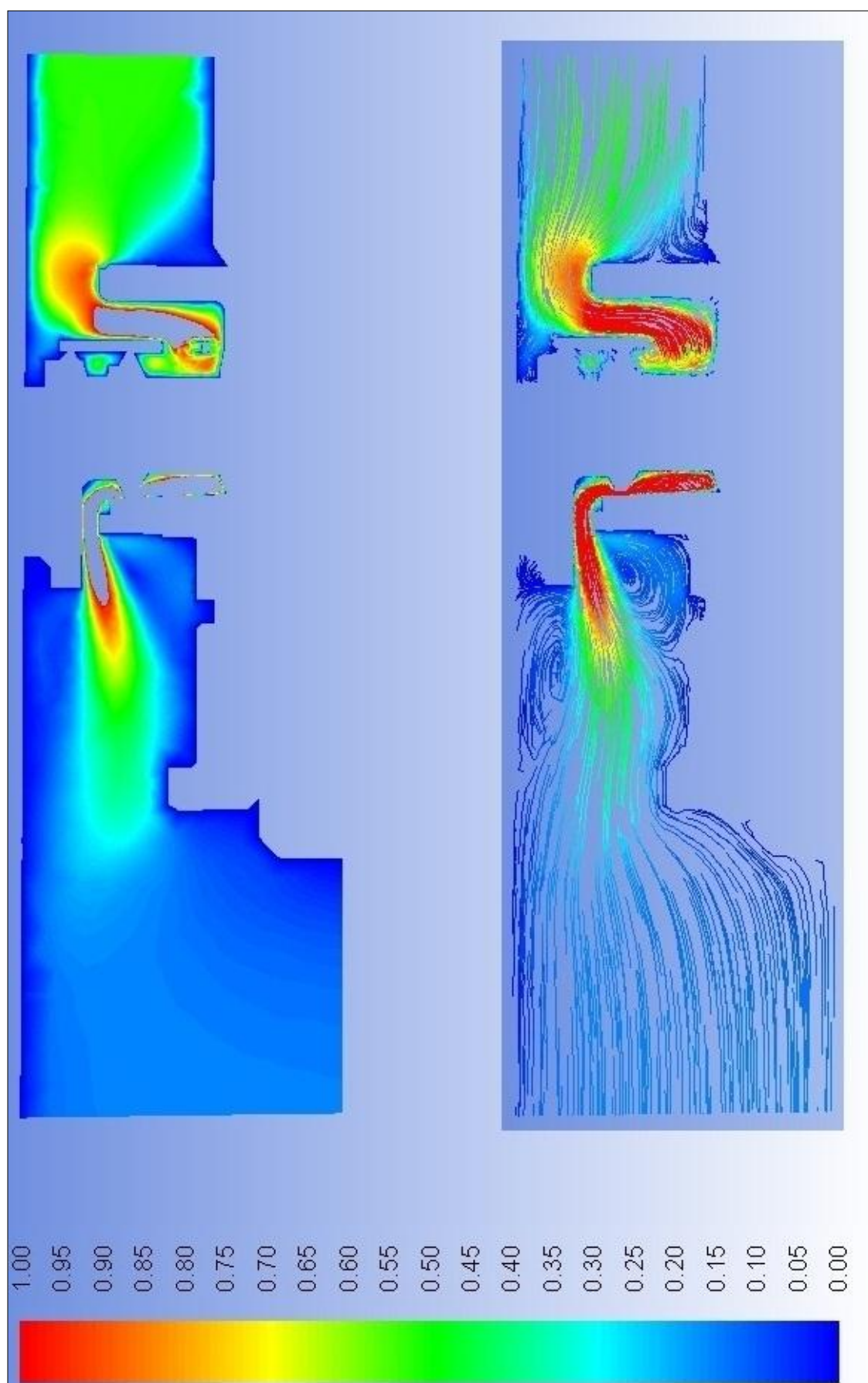
Příloha 6: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 6 (75°)



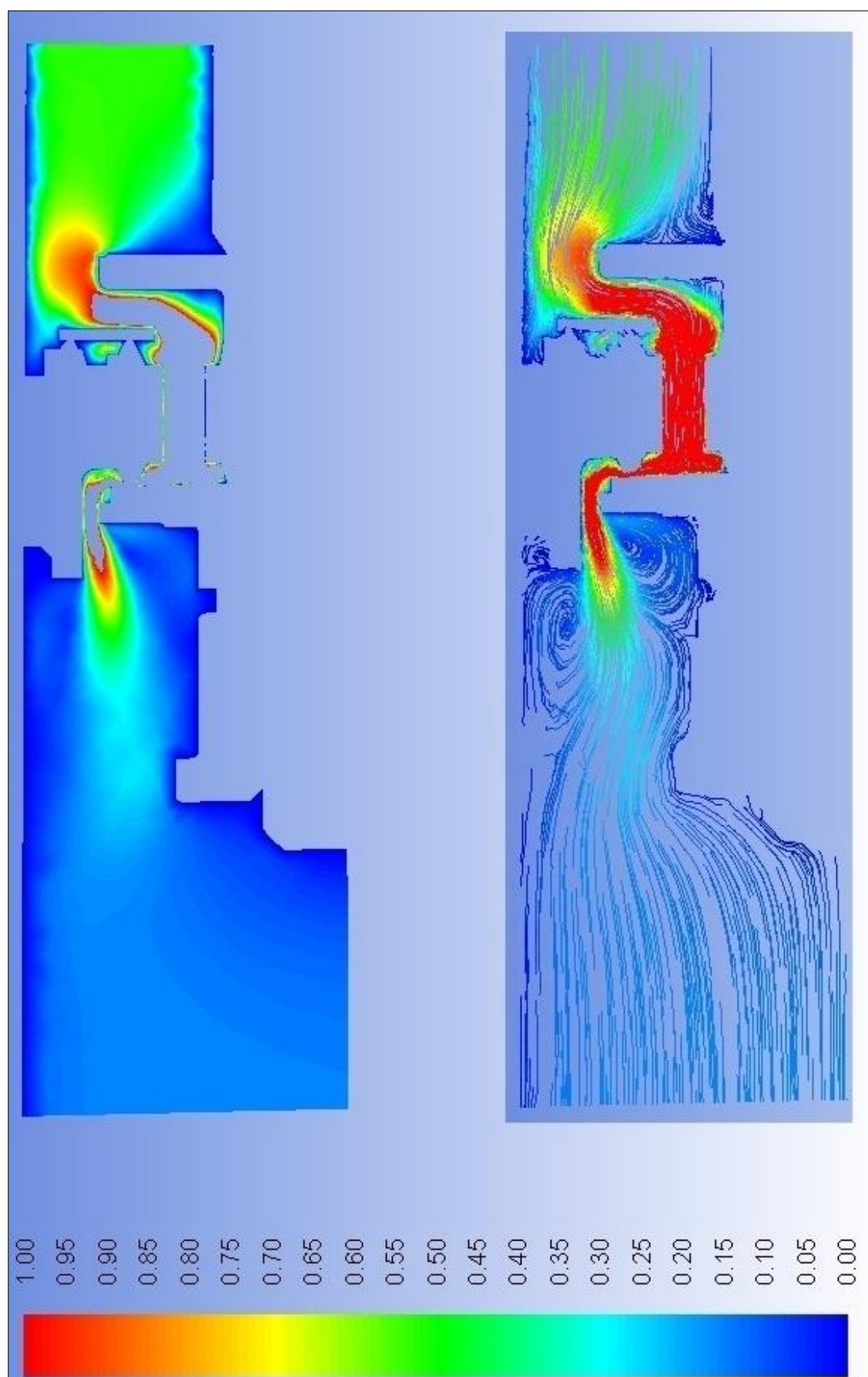
Příloha 7: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 7 (90°)



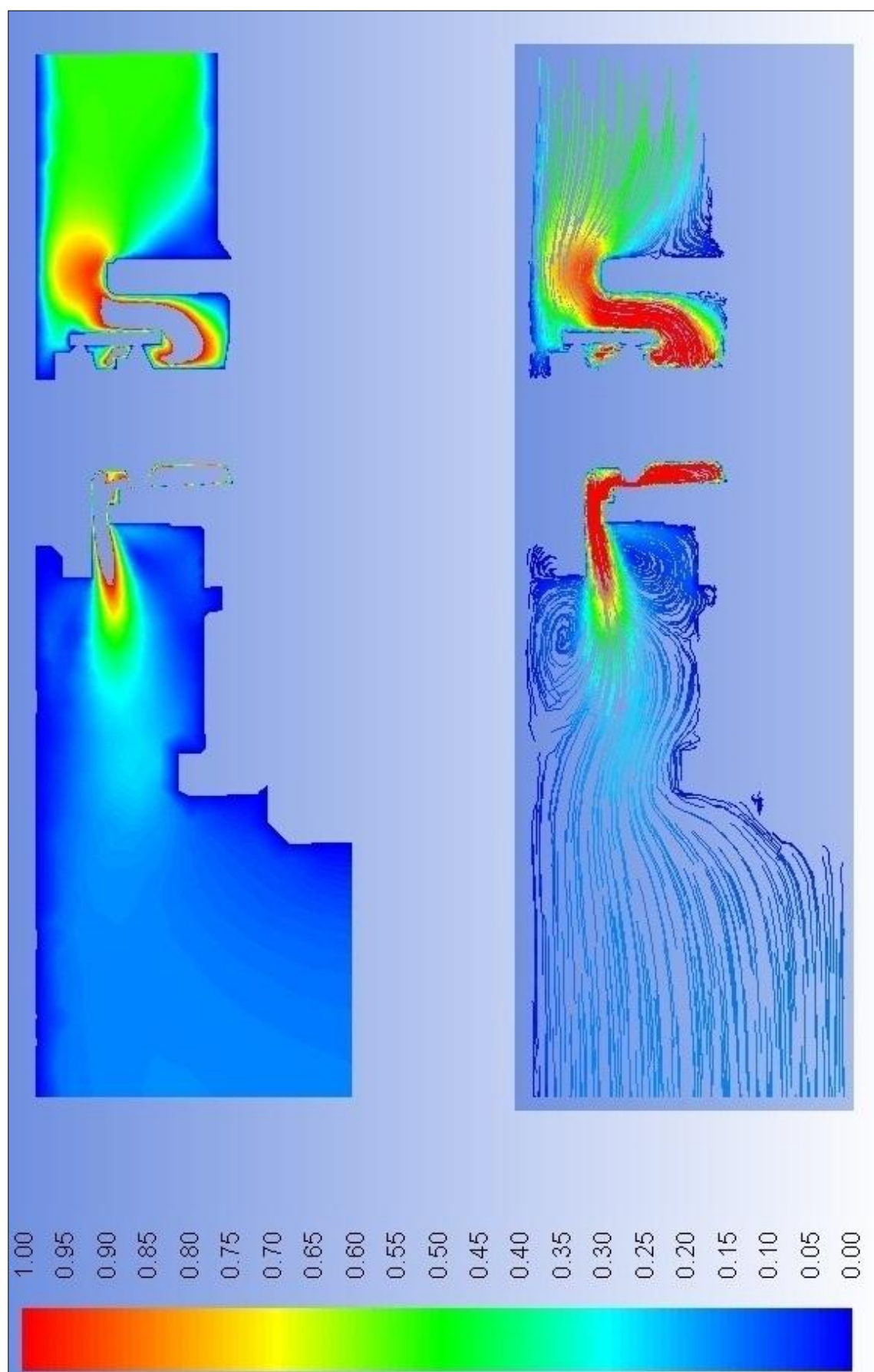
Příloha 8: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 8 (105°)



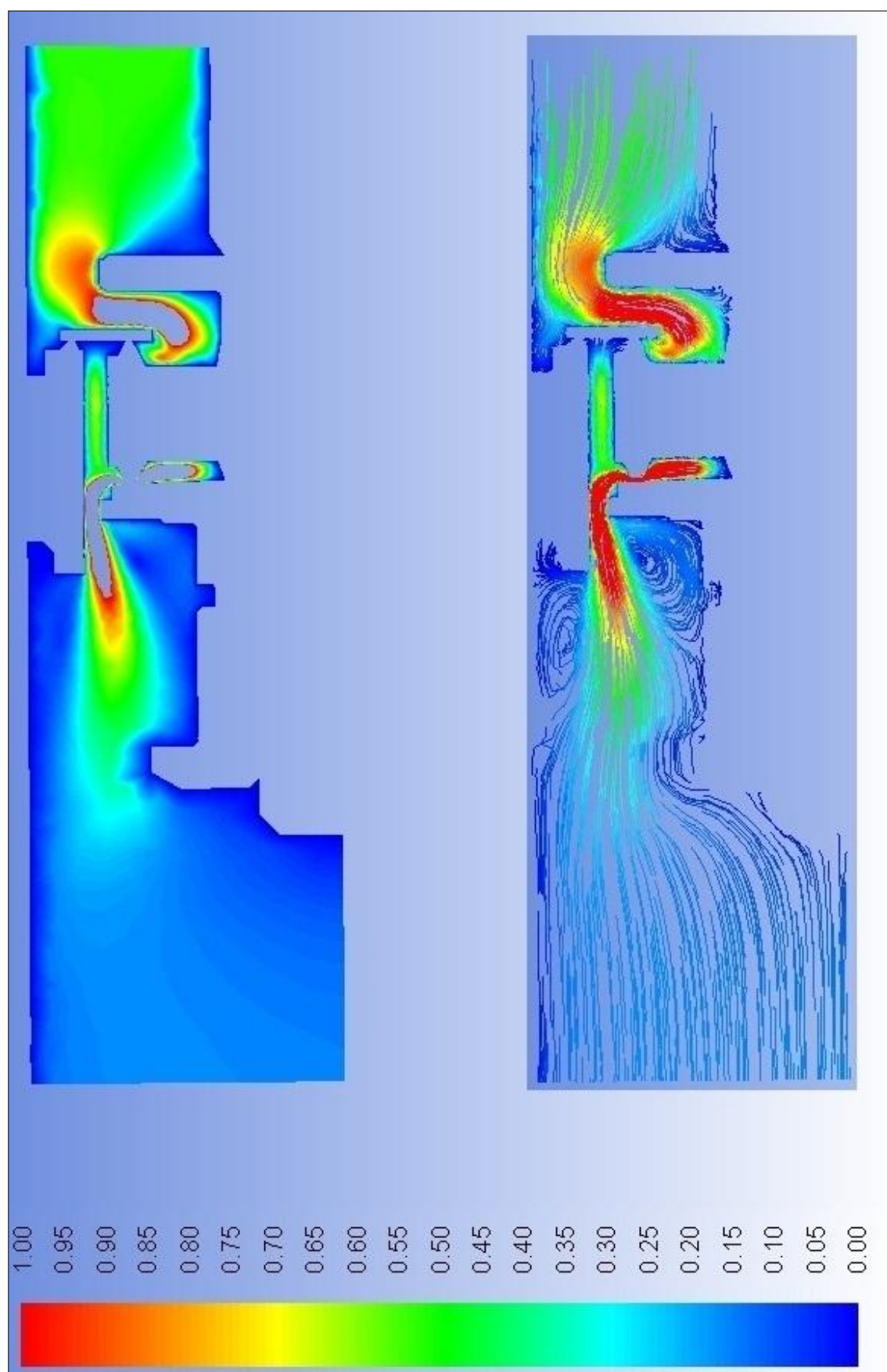
Příloha 9: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 9 (120°)



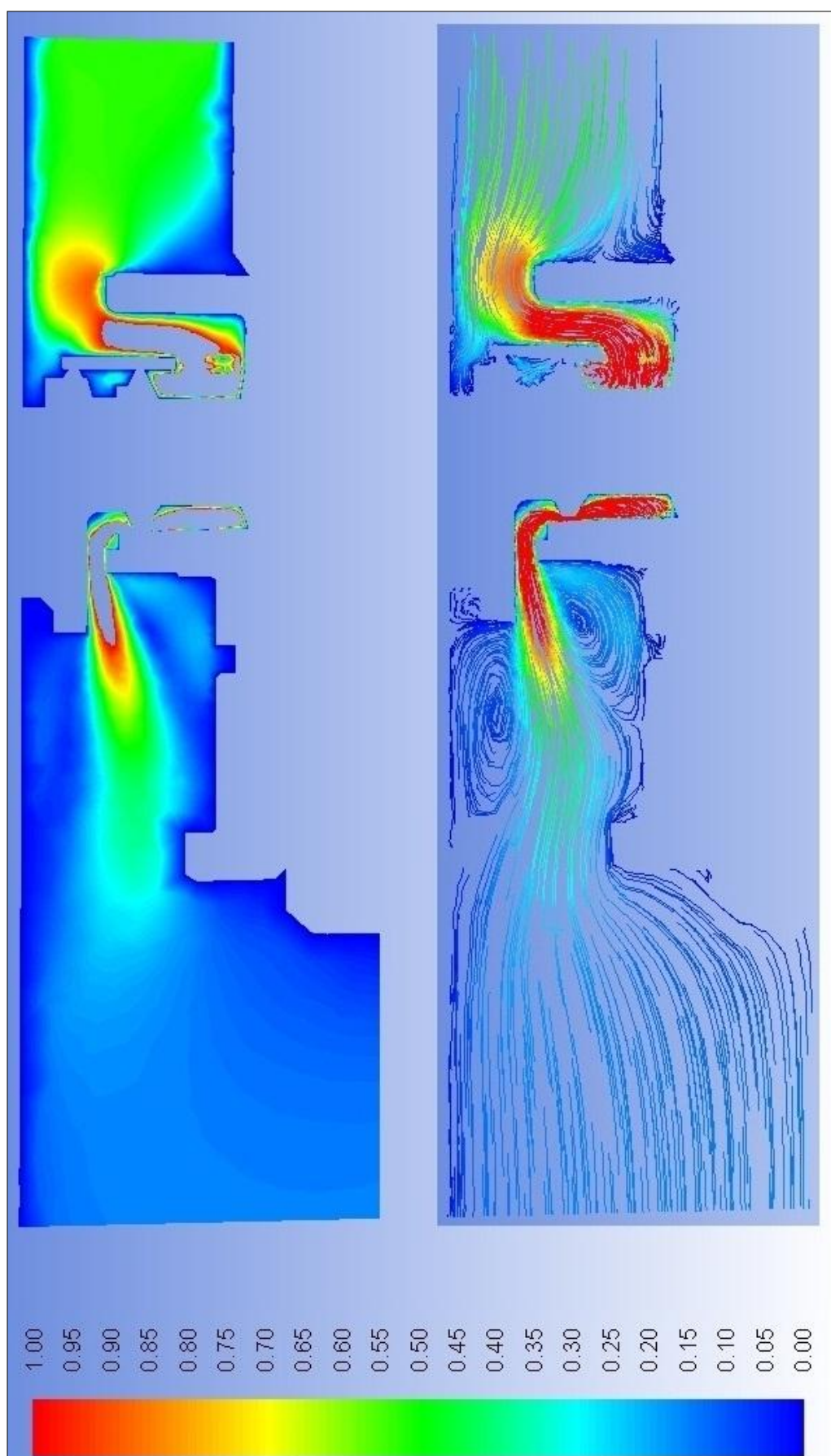
Příloha 10: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 10 (135°)



Příloha 11: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 11 (150°)

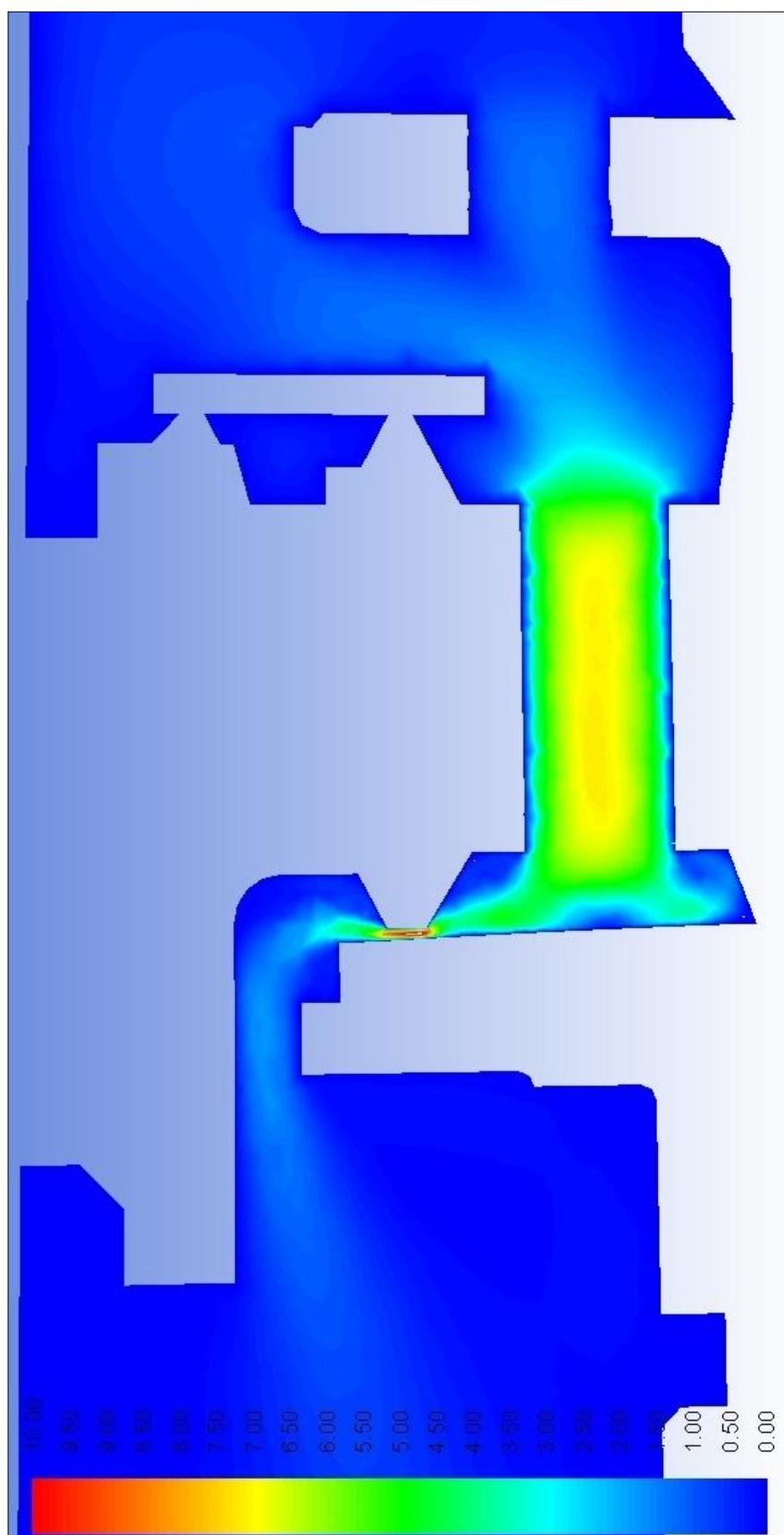


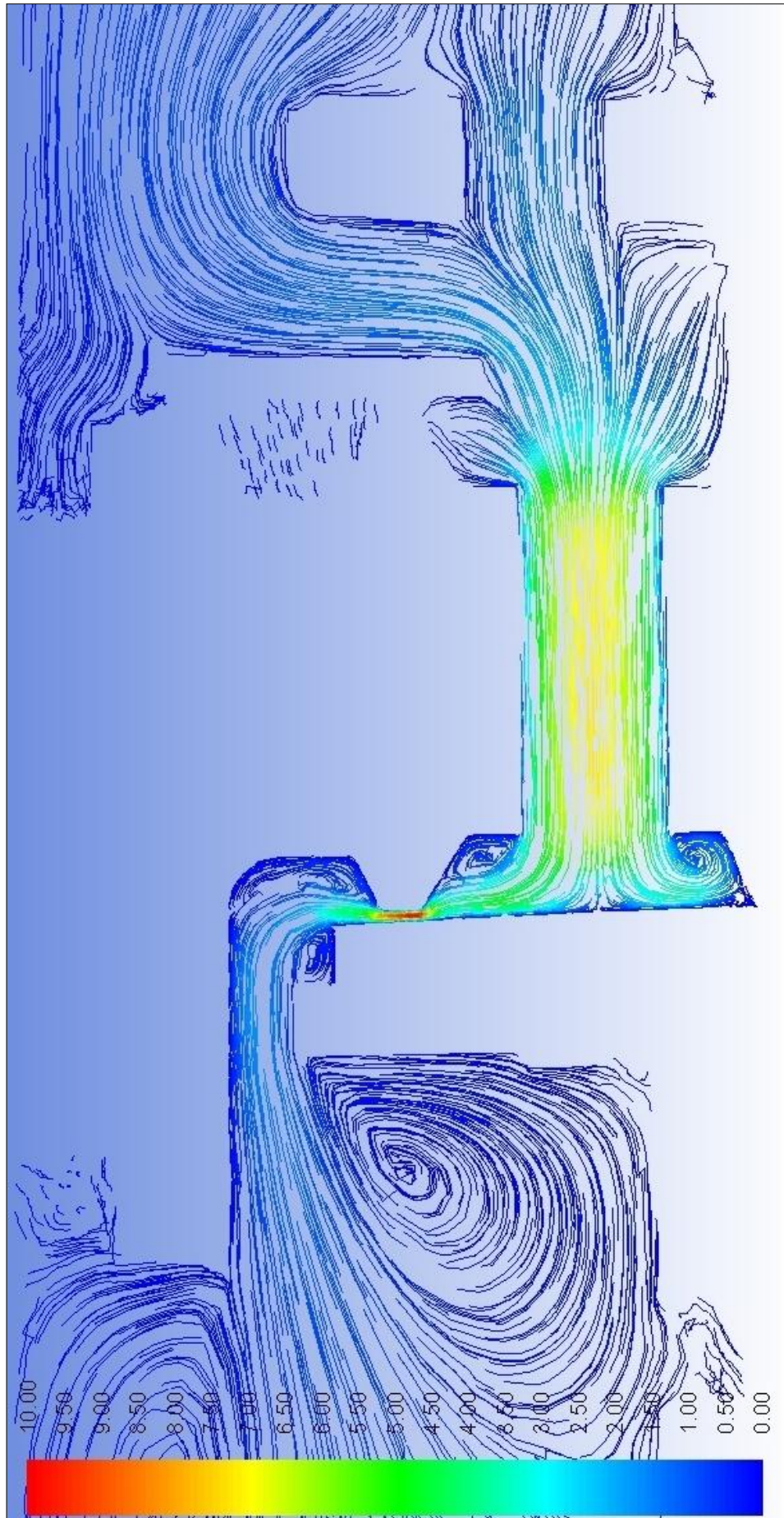
Příloha 12: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v rovině 12 (165°)



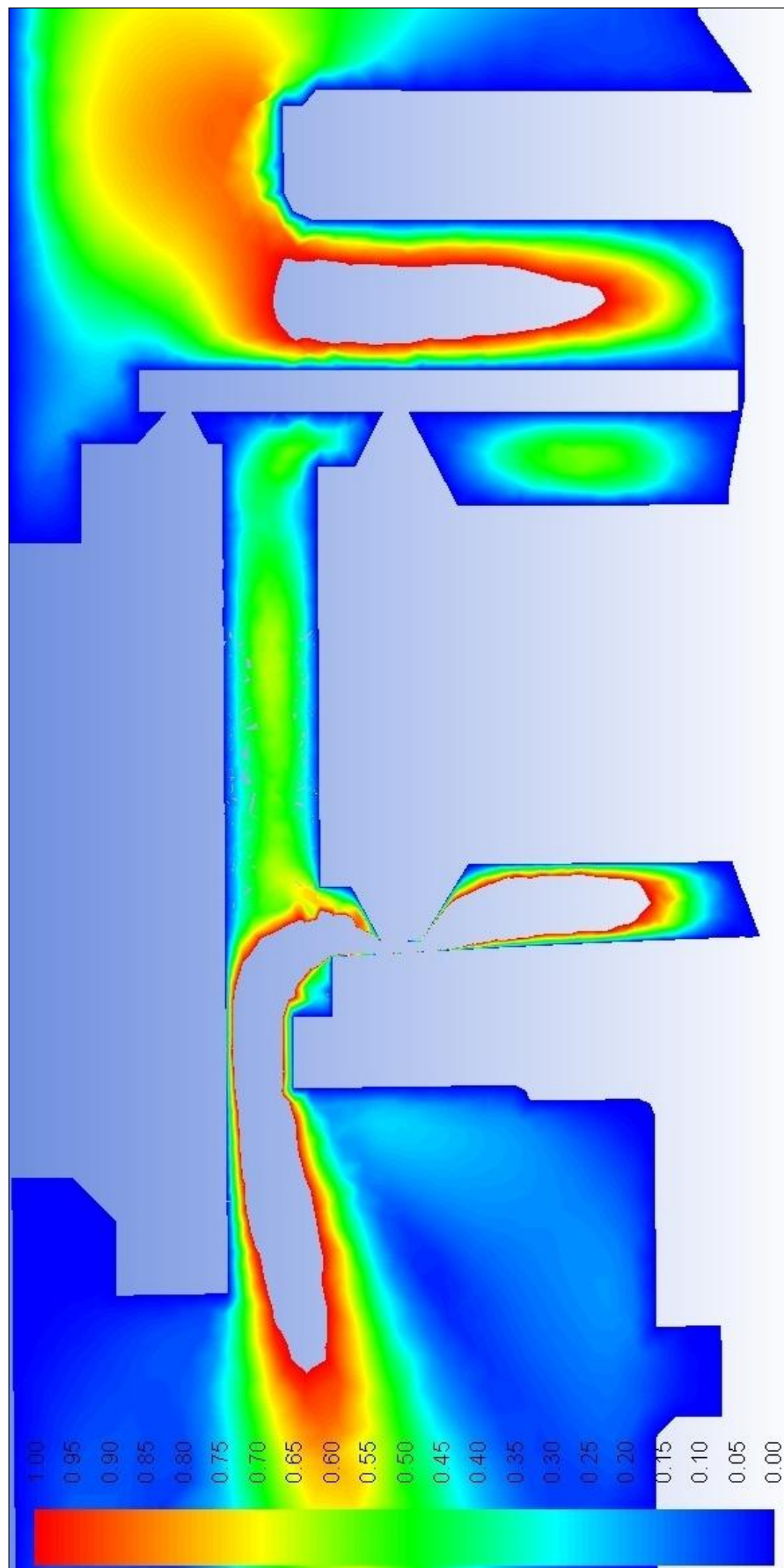
Příloha 13: Zobrazení rychlostních polí a proudnic v detailech

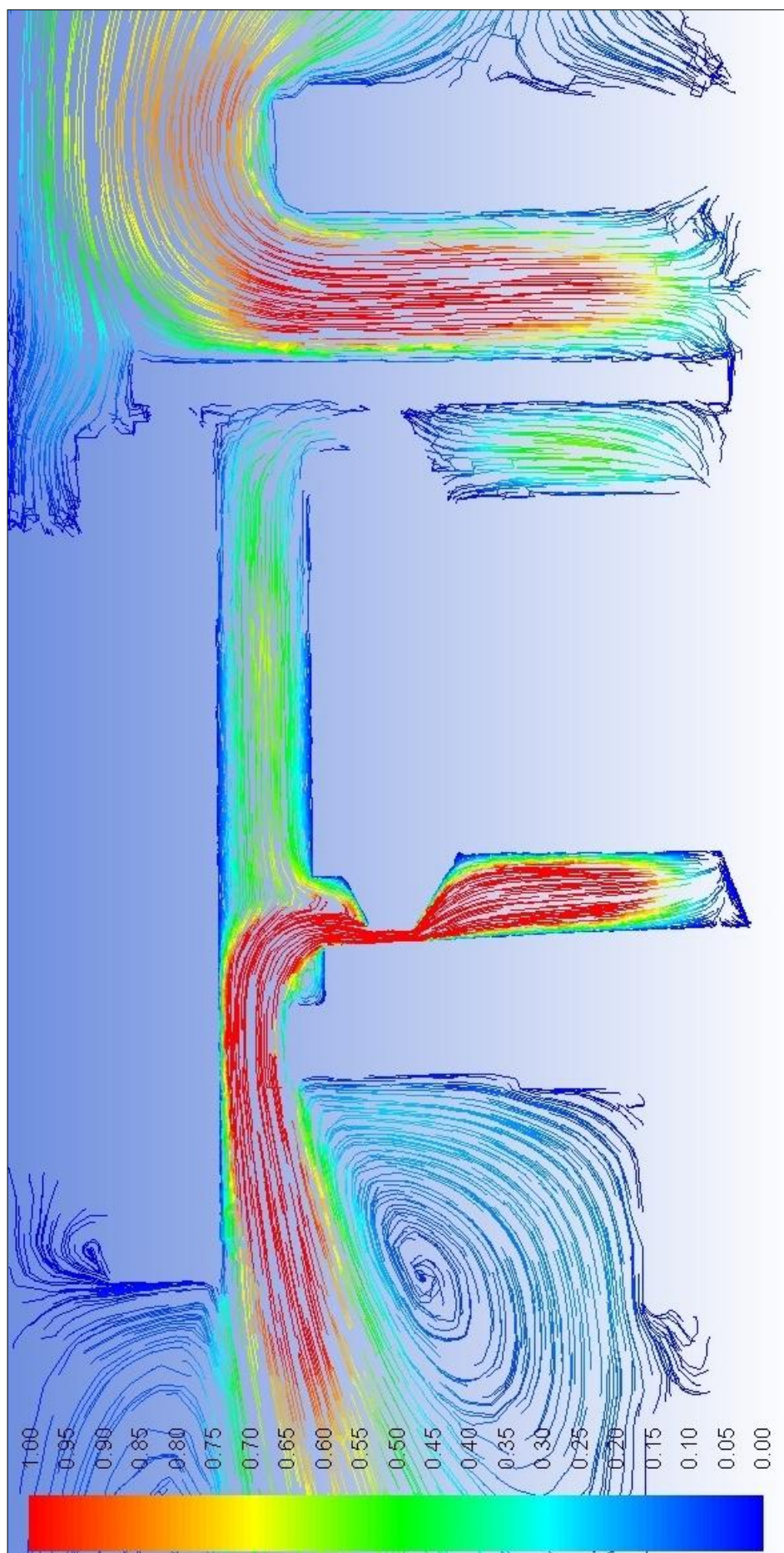
Detail A



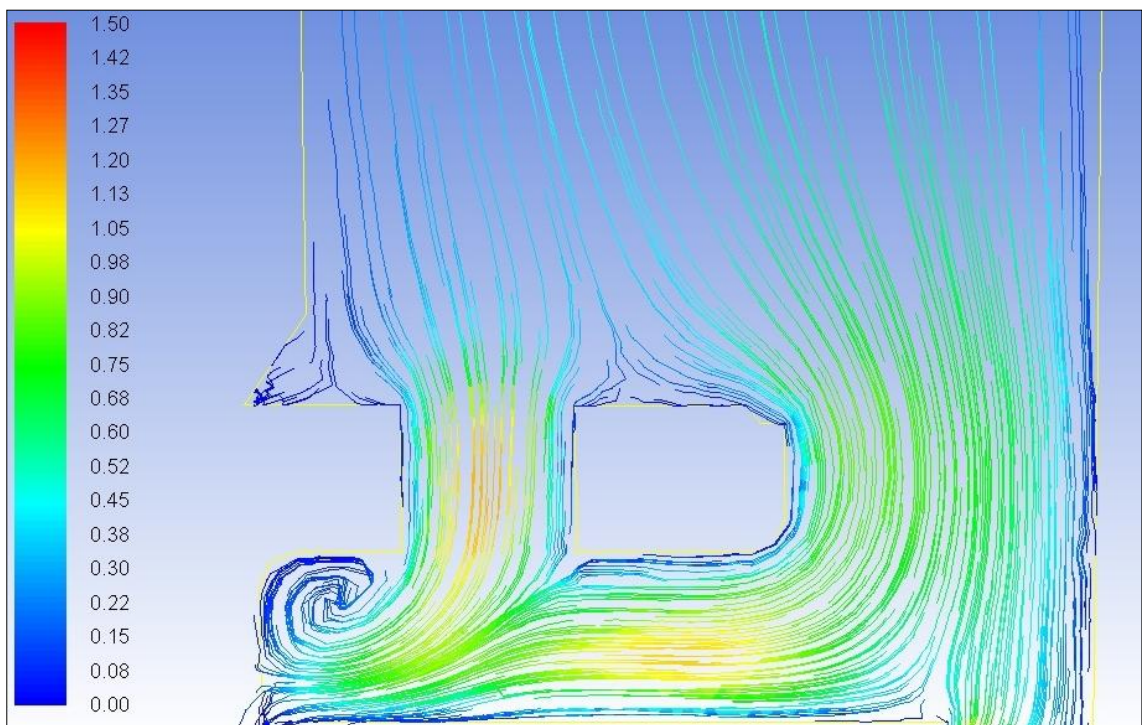
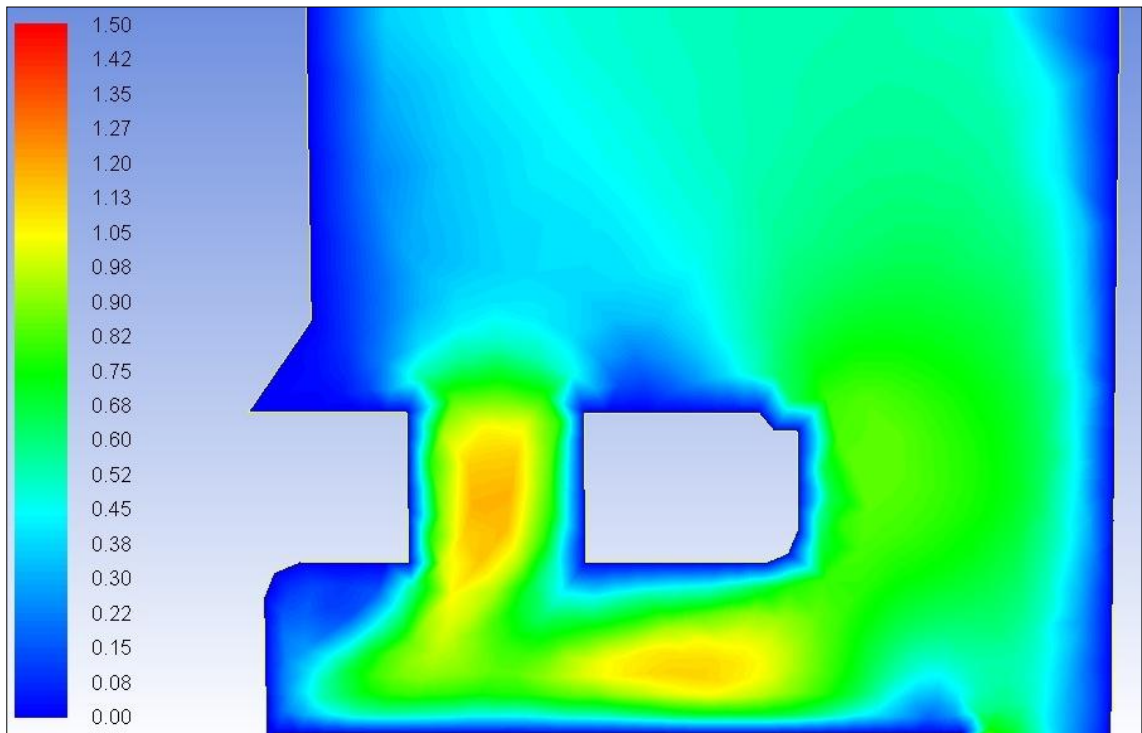


Detail B

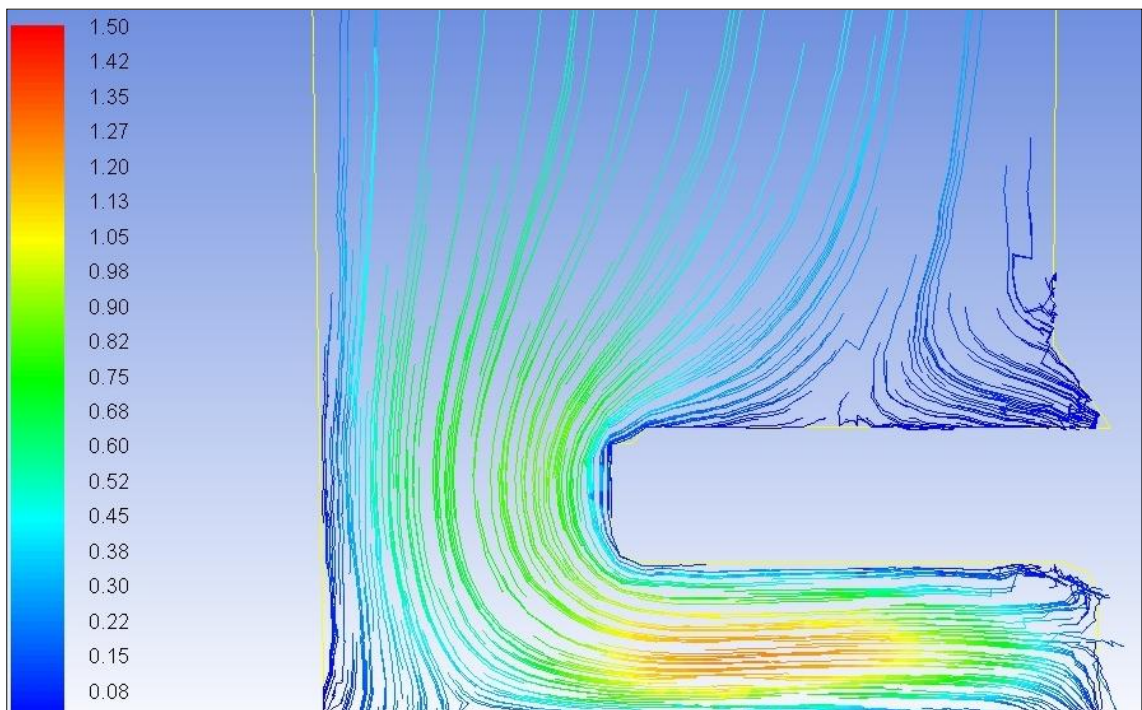
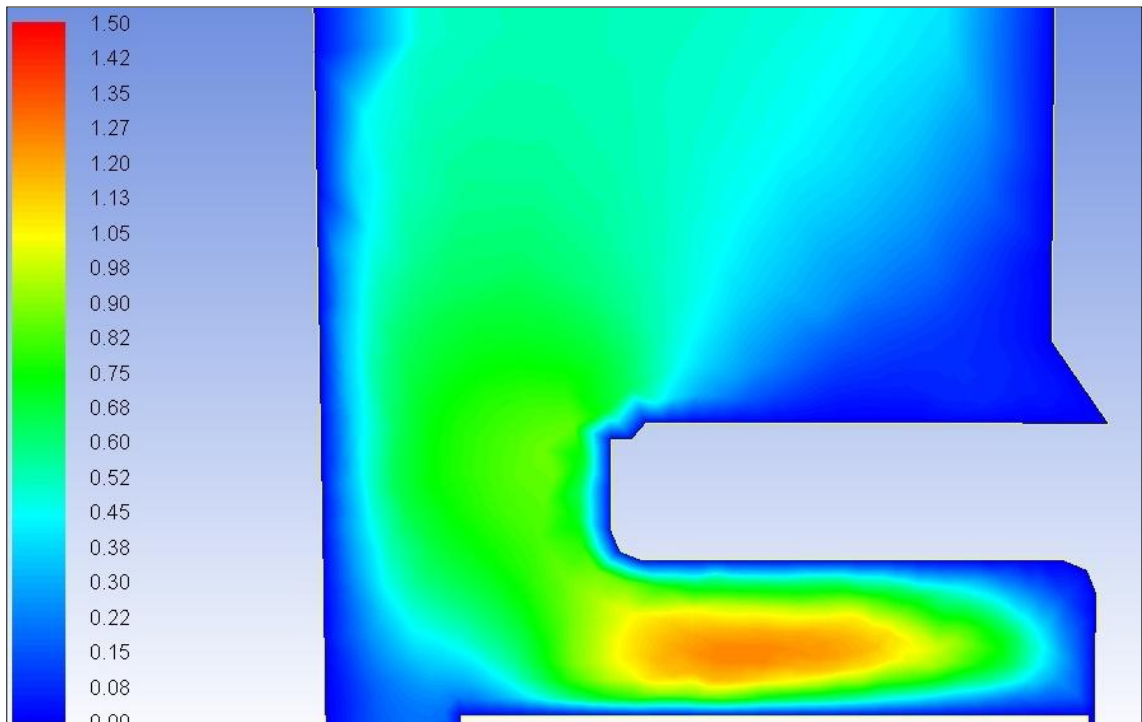




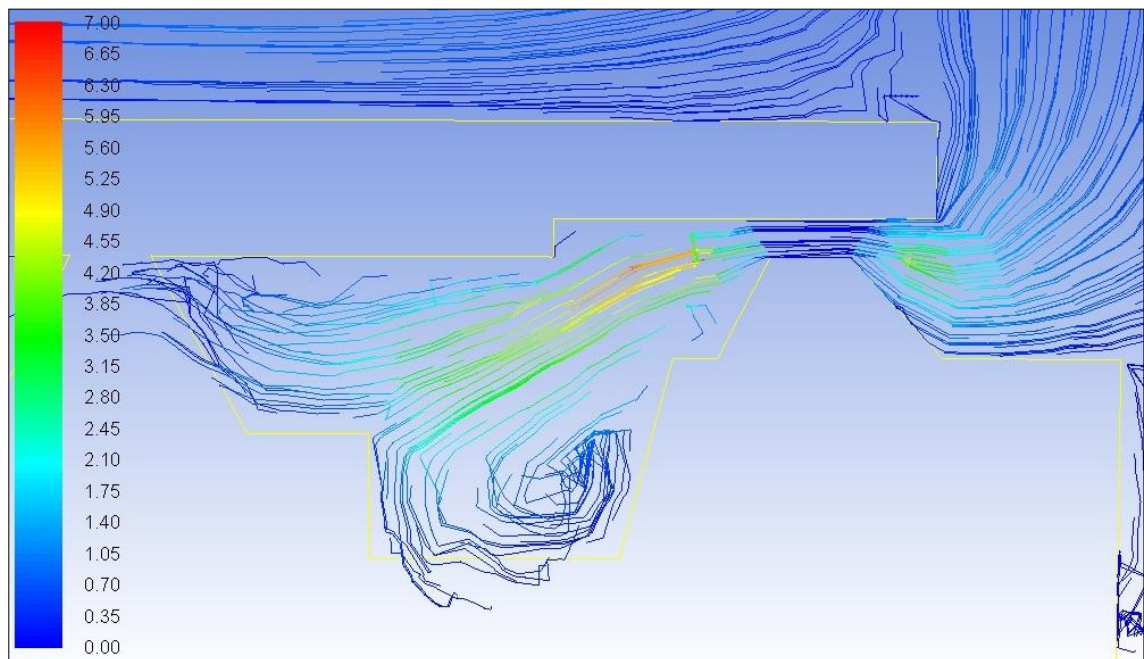
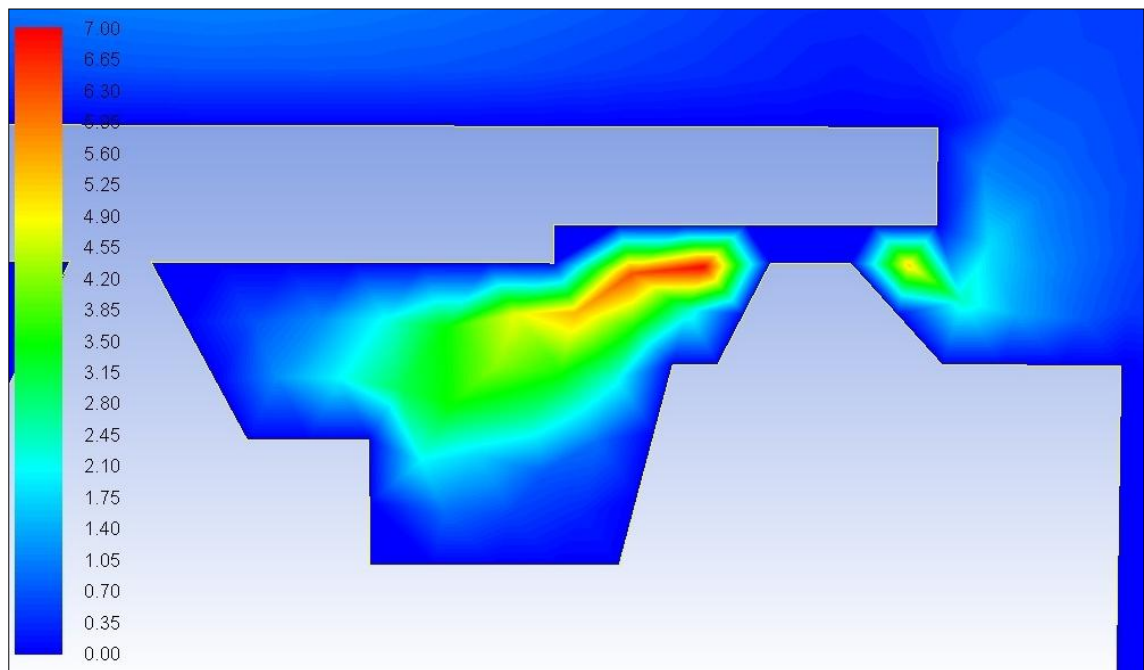
Detail C



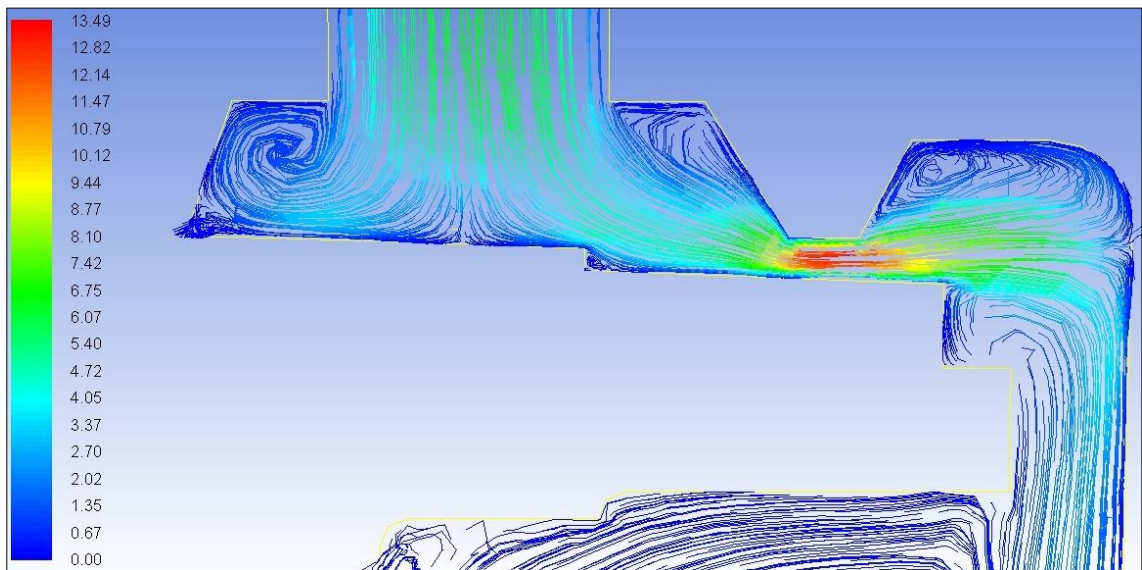
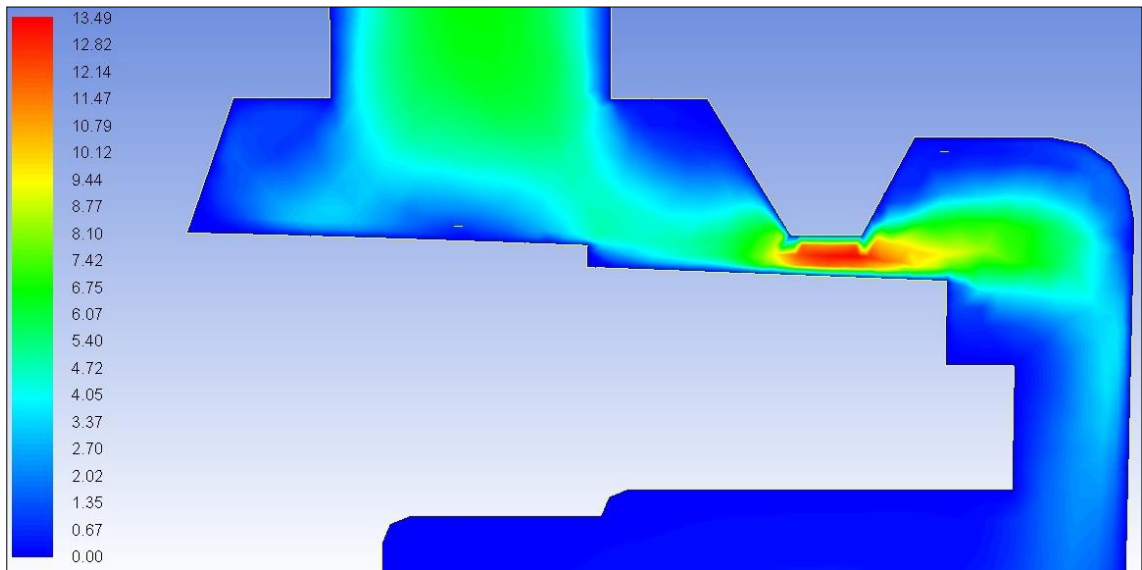
Detail D



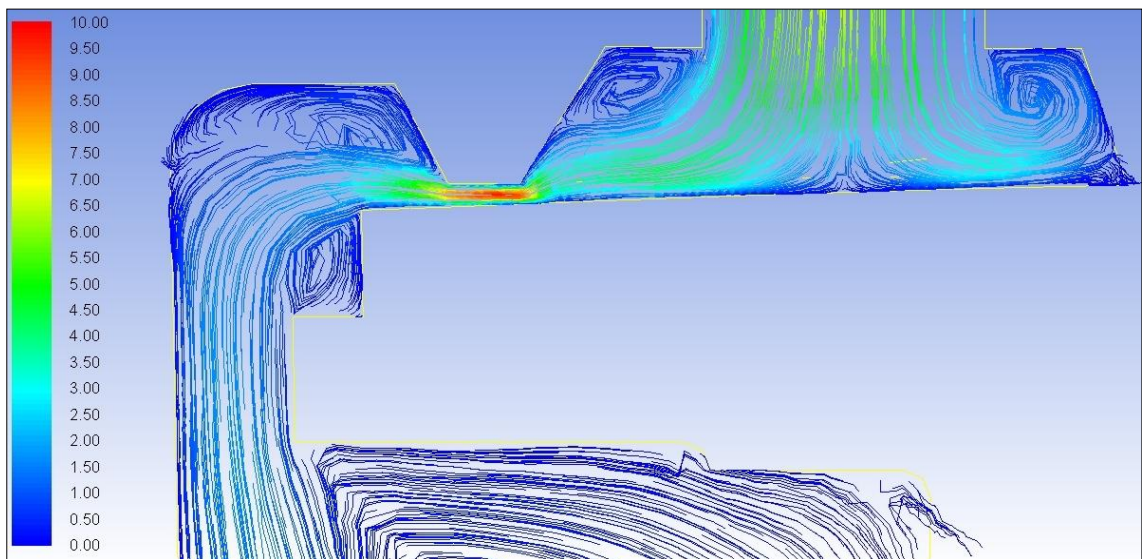
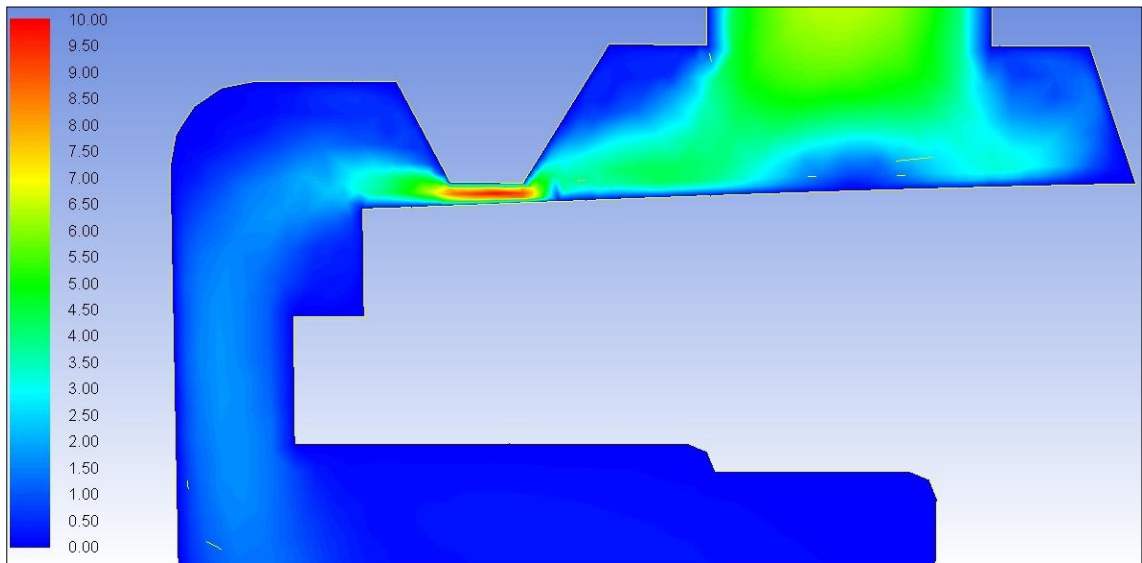
Detail E



Detail F



Detail G



Detail H

